



This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

### Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

- + *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
- + *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
- + *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
- + *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

### About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at <http://books.google.com/>



## A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

## Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

- + *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.
- + *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.
- + *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.
- + *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

## À propos du service Google Recherche de Livres

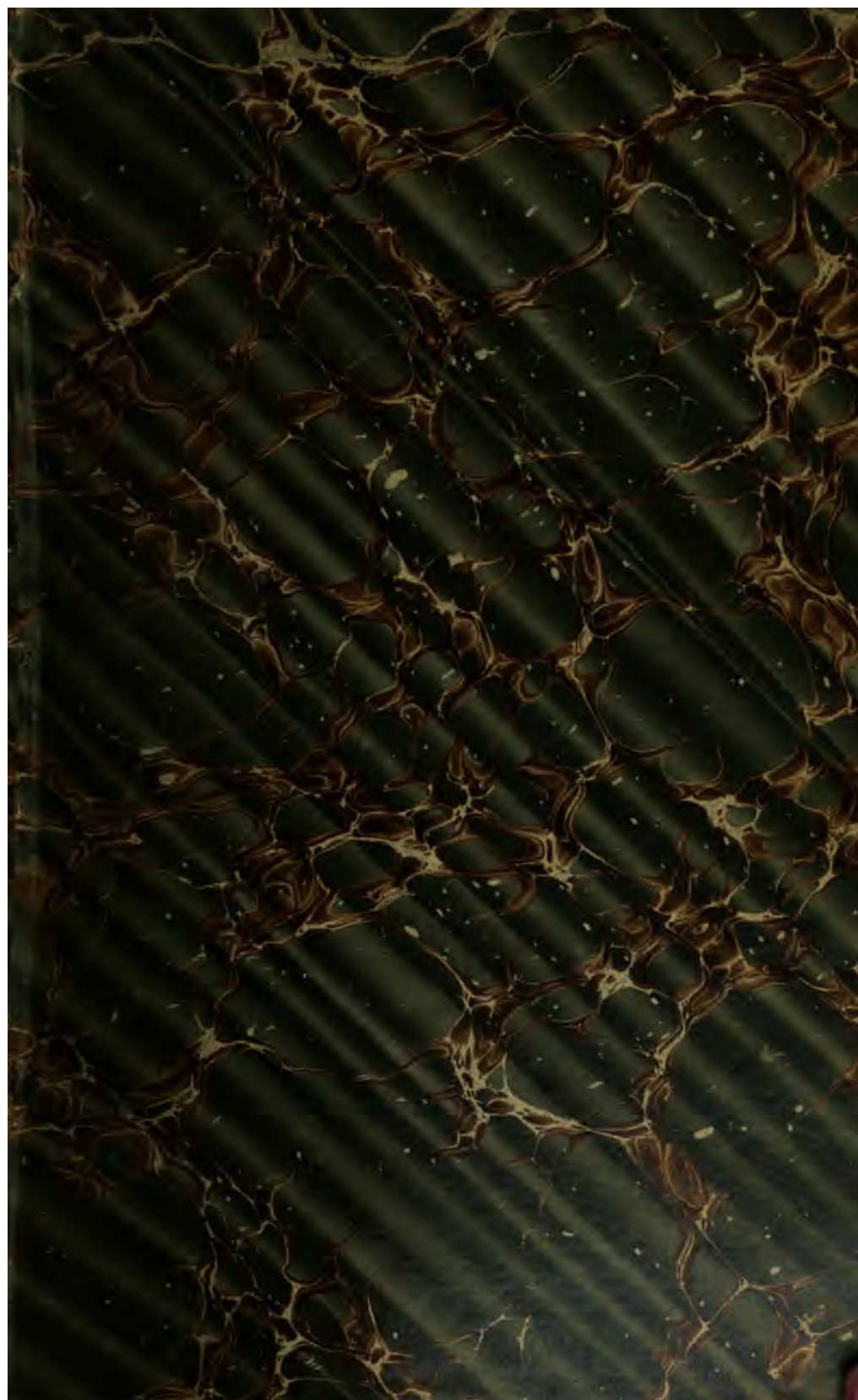
En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse <http://books.google.com>

**B** 430906









2.

TN  
301  
D49



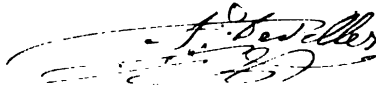


**VENTILATION**  
**DES MINES**

*Tous droits de propriété et de traduction réservés.*

---

*Tous les exemplaires sont revêtus de la signature de l'auteur.*

A handwritten signature in cursive script, appearing to read "F. Besseler". The signature is written in dark ink and is positioned below the text "Tous les exemplaires sont revêtus de la signature de l'auteur."



12738

# VENTILATION DES MINES

ÉTUDES THÉORIQUES ET PRATIQUES

SUR LES LOIS QUI PRÉSIDENT AU MOUVEMENT ET A LA DISTRIBUTION DE  
L'AIR DANS LES TRAVAUX D'EXPLOITATION, SUR LES APPAREILS MÉCA-  
NIQUES DE VENTILATION DES MINES ET SUR LES AUTRES MOYENS DE  
CRÉER DES COURANTS SOUTERRAINS

PAR  
Barthélémy A. DEVILLEZ

Directeur de l'École provinciale d'industrie et des mines du Hainaut ;  
Professeur de mécanique appliquée et de constructions civiles à cette  
école ; Ancien répétiteur à l'École centrale des arts et manufactures  
de Paris.



MONS

HECTOR MANCEAUX, IMPRIMEUR-ÉDITEUR

BRUXELLES

HENRI MANCEAUX, LIBRAIRE  
*Rue des Trois Têtes, 8*

PARIS

J. BAUDRY, ÉDITEUR  
*Rue des Saints-Pères, 15*

1875



## AVANT-PROPOS.

---

Le cours de Mécanique appliquée dont je suis chargé à l'École provinciale des Mines du Hainaut, comprend l'étude générale d'un certain nombre d'appareils qui sont employés dans l'exploitation des mines, et l'exposition de certaines lois dont la connaissance est indispensable aux ingénieurs qui dirigent ce genre de travaux.

Ces parties du cours d'exploitation des mines qui est confié, depuis longtemps, à M. Guibal, mon collègue et ami, en ont été détachées, parce que ce cours augmentait d'importance avec les progrès de l'exploitation et prenait un développement sans rapport avec le temps qui pouvait lui être consacré d'après notre programme, par le professeur titulaire.

C'est ainsi que je me suis trouvé chargé de l'étude théorique des appareils d'extraction, d'épuisement et de ventilation ; questions que M. Guibal traite à son tour, avec des considérations plus étendues au point de vue des applications.

J'ai pensé qu'il serait utile de publier les leçons que je fais sur les appareils de ventilation à l'École des Mines, en y ajoutant quelques développements qui n'ont pas, jusqu'à présent, trouvé place dans mes leçons, à cause du temps qui manquait pour les y faire entrer. J'y ai joint une étude générale des lois qui président au mouvement et à la distribution de l'air dans les mines, afin de compléter les notions que j'entreprenais de vulgariser, quoique cette étude fût plus directement partie intégrante du cours de M. Guibal. Si le lecteur ne trouve pas dans cet ouvrage, la théorie de tous les appareils qui ont été appliqués à la ventilation des mines, il y trouvera, au moins, la théorie de ceux dont l'action sur l'air des mines, repose sur un principe particulier ; de sorte qu'après avoir étudié ces derniers, il sera en mesure de porter un jugement rationnellement motivé



## VI

sur tous les autres dont je ne me suis point occupé, à cause de leur peu d'importance et de leur peu de succès probable dans l'avenir.

Une grande partie des notions théoriques que l'on rencontrera dans ce traité, ont été étudiées pendant plusieurs années, soumises à des vérifications expérimentales et discutées dans de longues conversations entre M. Guibal et moi, et je crois pouvoir les présenter comme l'expression de notre opinion commune sur la plupart des questions qui se rattachent à la ventilation des mines.

M. Guibal, de son côté, rassemble les matériaux d'un autre ouvrage sur le même sujet, contenant des vues qui lui sont personnelles, comme celui-ci en contient qui me sont propres, et pénétrant plus avant que le mien dans les détails d'application. Ces deux traités ne se feront point concurrence, ils se compléteront réciproquement.

Malgré le caractère spécialement théorique de l'ouvrage que je publie afin d'éclairer les ingénieurs dans le choix des appareils de ventilation et sur les conséquences qui doivent résulter des modifications continuelles qui se produisent dans le développement et la disposition de leurs travaux, relativement à la ventilation de ceux-ci, le lecteur constatera bientôt, en le lisant, que toutes ces théories ont été exposées au point de vue d'une application immédiate et que j'en ai retranché toutes les considérations sur des phénomènes secondaires qui n'avaient pas une influence prépondérante sur les effets qu'il s'agissait d'analyser. J'ai adopté cette méthode rapide et qui ne comporte pas la rigueur mathématique dans les conclusions auxquelles elle conduit, afin de simplifier, dans la mesure du possible, l'étude de questions qui ne sont déjà que trop ardues dans ces conditions. J'ai voulu faire un livre pour les ingénieurs, non pour les savants, et toutes les théories générales y sont exposées à l'aide des simples éléments des mathématiques pour les mettre à la portée du plus grand nombre de personnes possible. L'emploi des calculs différentiel et intégral, dans un ouvrage de cette nature, simplifierait certaines démonstrations, mais il diminue-

rait son utilité dans une proportion considérable en le rendant inintelligible pour les neuf dixièmes des ingénieurs qui dirigent les travaux d'exploitation. De plus, pour montrer encore plus clairement comment les diverses théories que j'expose doivent être mises à profit dans la pratique, j'ai fait suivre l'exposition générale de chacune d'elles, d'une application à un cas particulier que j'ai choisi dans les conditions qui se présentent le plus communément. Cette méthode m'a semblé rationnelle parce qu'elle dispense l'ingénieur des efforts d'esprit qu'il devrait faire pour trouver la meilleure manière d'utiliser les idées générales qu'il peut rencontrer dans l'ouvrage.

L'art de ventiler les mines est, relativement, très récent ; la science de la ventilation, chez la plupart des ingénieurs, en est encore à l'état rudimentaire, et malgré les nombreux traités qui ont paru sur ce sujet et dont quelques uns ont fait faire à la science d'importants progrès, les hommes capables de choisir judicieusement un appareil de ventilation ou de prévoir avec quelque précision, l'effet que certaines modifications dans les travaux souterrains, peuvent produire sur l'état de leur ventilation, sont encore fort rares. Je serai heureux si cet ouvrage peut en éclairer quelques uns et s'il devient la cause première d'un léger progrès dans une science qui est encore si arriérée. Comme tous les livres sur les sciences appliquées, celui-ci aura son temps, son utilité passagère et sera suivi d'autres ouvrages plus complets, plus précis, s'appuyant sur un plus grand nombre d'expériences mieux faites pour éclairer la théorie ; c'est le sort de tous les travaux de cette nature, mais ils ont provisoirement leur raison d'être et constituent une étape du progrès.

A. DEVILLEZ.





## PRÉLIMINAIRES.

---

Une mine de houille est composée d'un certain nombre de galeries, ou conduits souterrains, et d'un ou plusieurs chantiers de travail ; ces cavités sont en communication les unes avec les autres et communiquent également avec l'atmosphère extérieure par un ou plusieurs puits verticaux. Leur disposition dans le sein de la terre, dépend de l'allure des couches de houille exploitées et celle-ci est souvent fort capricieuse.

Toutes ces excavations, dans lesquelles des hommes et des animaux sont obligés de vivre et de travailler, doivent être continuellement alimentées d'air atmosphérique propre à entretenir la vie et la santé des êtres vivants qu'elles renferment.

*Causes de viciation de l'air dans les mines.* Les causes ordinaires de viciation de l'air dans les mines, sont :

1° L'excessive humidité de l'air, qui provient du contact prolongé de cet air avec les parois humides des galeries et qui est favorisée par l'accroissement continu de température du gaz pendant son séjour dans la mine, au moins pendant la majeure partie de l'année. On a constaté que la quantité de vapeur d'eau qu'emportent les courants ventilateurs, est proportionnelle au développement de la circulation souterraine, au nombre d'hommes et d'animaux qu'ils alimentent et qui fournissent aussi des vapeurs par leur respiration et par la transpiration cutanée, et à l'accroissement de température que subissent ces courants avant d'être restitués à l'atmosphère extérieure.

2° L'absorption d'une partie de l'oxygène de l'air par la respiration des hommes et des animaux et par sa combinaison avec certains corps inorganiques, d'où résulte une modification très-profonde dans la nature du gaz destiné à la respiration.

3° Les gaz impropres à l'entretien de la vie ou positivement délétères qui résultent de la combinaison de l'oxygène avec

différentes substances et principalement avec le carbone du sang dans les poumons des hommes et des animaux.

4° Les gaz qui proviennent de la décomposition de certaines substances ou qui se dégagent spontanément de tout ce qui respire dans les galeries ou dans les chantiers de travail.

5° L'hydrogène protocarboné, vulgairement nommé grisou, qui se dégage des couches de houille ou des roches encaissantes et qui produit par sa déflagration les terribles accidents dont nous ne sommes que trop souvent témoins.

6° Les gaz provenant de la combustion de l'huile dans les lampes d'éclairage, et la suie grasse et légère qui se dégage de ces lampes dans lesquelles la combustion est toujours incomplète et qui agit d'une fâcheuse façon sur les organes de la respiration.

7° L'hydrogène sulfuré qui provient de la décomposition des pyrites, quand la mine en contient, et qui agit comme poison sur les êtres vivants ;  $\frac{1}{1000}$  de ce gaz mêlé à l'air qu'il respire peut empoisonner un chien de taille moyenne. Heureusement on ne le rencontre jamais qu'en faible quantité.

L'homme aspire moyennement, par 24 heures, 19 mètres cubes d'air qu'il dépouille de 0,03 d'oxygène remplacé par de l'acide carbonique, résultat de la combinaison de cet oxygène avec le carbone du sang. Ainsi un mètre cube d'air pur qui contient 79 p % d'azote et 21 p % d'oxygène avant de traverser les poumons des hommes, ne contient plus après avoir servi à la respiration que 79 parties d'azote, 18 parties d'oxygène, la quantité d'acide carbonique correspondante à l'oxygène disparu, et de la vapeur d'eau. Il en résulte que 200 ouvriers travaillant dans une mine et utilisant tout l'air qu'on leur envoie, consommeraient  $19 \times 200 = 3800$  mètres cubes d'air pur par 24 heures de travail, ou environ 44 litres par seconde, qu'ils dépouilleraient de 1,32 litres d'oxygène remplacé par un égal volume d'acide carbonique ; la quantité d'azote resterait la même, mais elle ne serait plus à la quantité d'oxygène dans le rapport de 79 à 21 qui est nécessaire pour constituer de l'air atmosphérique ordinaire.

La combustion devient difficile dans une atmosphère qui contient 7 à 8 p % d'acide carbonique ; au delà de cette pro-

portion, les lumières s'éteignent et l'homme court risque d'être asphyxié.

Les lampes consomment également de l'oxygène et fournissent de l'acide carbonique. On compte que chacune de ces lampes exige en moyenne 230 à 300 litres d'air pur par heure.

Lorsque l'air au milieu duquel vivent les hommes, ne contient plus que 15 p/o de son volume, d'oxygène, le complément étant formé d'azote, il devient tout à fait impropre à l'entretien de la vie et il détermine l'asphyxie, mais cette asphyxie est moins prompte et a des suites moins dangereuses que celle qui est produite par l'acide carbonique.

De tous les gaz qui vicient l'air des mines, le plus dangereux, à cause de son abondance dans certaines exploitations, est l'hydrogène protocarboné ou grisou. Mêlé en certaine proportion à l'air atmosphérique, il s'enflamme au contact d'un corps en combustion ou par une étincelle électrique.

Lorsqu'il est mélangé dans la proportion de  $\frac{1}{10}$  à  $\frac{1}{12}$  du volume total, à une certaine quantité d'air pur, la flamme d'une lampe plongée dans ce mélange, s'allonge et s'élargit d'autant plus que la proportion d'hydrogène se rapproche davantage de  $\frac{1}{12}$  du volume, mais la combustion ne se propage pas dans la masse gazeuse environnante. Lorsque la proportion atteint  $\frac{1}{12}$  du volume, l'inflammation se propage, mais sans forte détonation, et lorsque cette proportion s'élève à  $\frac{1}{9}$  ou  $\frac{1}{8}$  du volume, le mélange devient éminemment explosible. Au delà de cette limite, la propriété explosible diminue, et lorsque la proportion est portée jusqu'à une limite supérieure à  $\frac{1}{8}$  du volume total, les lampes s'éteignent et les hommes qui respirent dans ce milieu sont asphyxiés. Le mélange d'air et d'hydrogène protocarboné n'est explosible que dans les proportions de 14 volumes d'air pour un volume d'hydrogène à 6 volumes d'air pour un volume d'hydrogène.

Il existe encore dans certaines mines de houille quelques autres causes d'insalubrité, mais en général elles n'ont pas grande importance et les mesures que l'on prend pour se débarrasser des principales, emportent aussi les secondaires.

On a souvent proposé, pour neutraliser toutes ces causes d'asphyxie ou d'explosion, l'emploi des procédés chimiques

annihilant sur place tous les gaz impropres à l'entretien de la vie, mais toutes ces tentatives ont été vaines, et l'on n'a trouvé aucun autre moyen de se mettre à l'abri des inconvénients qu'ils présentent, que de les délayer dans une grande quantité d'air pur, au point qu'ils ne fussent plus, dans le mélange, qu'en proportion telle que la santé et la sécurité des travailleurs n'en pussent plus être compromises ; en d'autres termes, on n'a trouvé d'autre remède au mal, qu'une ventilation énergique. A une époque qui n'est pas loin de nous, on procédait aussi de la même façon, mais dans une mesure insuffisante ; la quantité d'air qui balayait les travaux était considérée comme suffisante, quand elle prévenait l'asphyxie des ouvriers et l'explosion de l'hydrogène protocarboné, et l'on ne songeait guère à aller au delà ; mais les travailleurs plongés pendant une partie du jour dans une atmosphère humide, chaude, trop chargée de gaz impropres à l'entretien de la vie, y contractaient de bonne heure une maladie connue sous le nom d'anémie des mineurs, qui atteignait jusqu'aux sources de la vie et les rendait tout à fait incapables de travail à un âge peu avancé. Eclairés par la science, par l'expérience et par leur intérêt bien entendu, les directeurs d'exploitation n'épargnent rien aujourd'hui pour alimenter les chantiers de travail et les galeries de circulation, d'une quantité relativement considérable d'air pur sans cesse renouvelé, et ils y ont trouvé de grands avantages ; l'anémie a entièrement disparu, les dangers d'explosion de l'hydrogène protocarboné qui seraient immenses aujourd'hui avec la ventilation d'autrefois, vu le grand développement des travaux souterrains et le dégagement de plus en plus abondant de ce gaz, en ont été amoindris, et les ouvriers rafraîchis par un courant plus vif, plus frais et plus sain, y ont puisé plus de vigueur avec la possibilité de fournir un effet utile plus considérable. Il convient donc, pour des raisons d'humanité et d'intérêt qui sont ici parfaitement d'accord, de faire passer dans les travaux d'exploitation de la houille et d'une manière continue, des quantités d'air pur bien supérieures à celles qui, d'après les données scientifiques rappelées ci-dessus, suffiraient strictement pour empêcher l'asphyxie des travailleurs et l'explosion de l'hydrogène protocarboné, et

c'est la règle adoptée partout où la solution du problème est possible.

Outre les avantages que nous venons de signaler, un courant ventilateur assez rapide présente encore celui d'accélérer le mélange de l'air pur avec l'hydrogène protocarboné, et de chasser celui-ci des cavités qui existent derrière les boisages et dans le toit des galeries, car ce gaz, en vertu de sa faible pesanteur spécifique, tend à se loger dans les poches situées à la partie supérieure des conduits souterrains, et une vive agitation de l'air favorise le phénomène physique de diffusion qui ne s'accomplirait que très difficilement et très incomplètement dans une masse gazeuse animée seulement d'une faible vitesse et dans laquelle il ne se produirait ni remous ni mouvements irréguliers.

Cependant il ne faut pas exagérer la vitesse des courants qui passent sur les travailleurs, parce qu'en beaucoup de circonstances ils en seraient refroidis outre mesure, ce qui offre des inconvénients quand ils sont en état de transpiration, parce qu'ils seraient incommodés par la poussière de charbon que ces courants emporteraient avec eux, et parce que la sécurité que l'on rencontre dans l'emploi des lampes de sûreté, diminue à mesure qu'un courant plus rapide arrive sur ces lampes, au point que beaucoup de ces appareils qui n'enflamment point les mélanges détonants quand ceux-ci sont en repos ou ne possèdent qu'une vitesse de 2<sup>m</sup> à 3<sup>m</sup> par seconde, déterminent immédiatement une explosion quand la vitesse atteint 7 à 8<sup>m</sup> par seconde.

On admet généralement qu'un courant qui passe sur les travailleurs avec une vitesse de 2<sup>m</sup>,50 à 3<sup>m</sup>, satisfait à toutes les conditions de sécurité et de salubrité désirables, et lorsque, pour satisfaire à cette condition ou au moins pour s'en rapprocher, la masse générale d'air envoyée dans une mine, traverse des passages rétrécis où elle est obligée de prendre une vitesse de 6 à 8<sup>m</sup> par seconde, il convient de s'assurer que les lampes qui devront être portées dans ces passages, seront encore de sûreté dans les courants explosibles animés d'une semblable vitesse.

Pour qu'une mine soit convenablement ventilée, il faut que

le volume d'air qui la traverse soit suffisant pour en assainir toutes les parties et supprimer toutes chances d'explosion quand elle fournit du grisou, même lorsqu'elle ne renferme qu'un seul être vivant. Comme le dégagement du grisou augmente pendant le travail d'exploitation, par suite de la mise à découvert de nouvelles masses de houille ou de terrains encaissants, et comme alors la présence d'un grand nombre d'hommes et d'animaux devient une nouvelle et très-énergique cause de viciation de l'air, il est indispensable d'augmenter l'activité de la ventilation avec le nombre d'hommes et d'animaux qui séjournent dans les travaux. On admet généralement aujourd'hui qu'une mine en plein travail et fournissant du grisou est convenablement ventilée lorsqu'on y fait passer 50 à 60 litres d'air par seconde et par homme qui y travaille. Cette masse d'air, relativement considérable, ne passe pas tout entière sur les travailleurs ; une portion notable de l'air pur qui descend dans les mines, traverse des remblais provenant d'anciens travaux et, sans passer par les chantiers d'exploitation, se rend directement dans les galeries qui débouchent dans les puits de sortie. Cet air qui semble perdu pour les ouvriers ne traverse cependant pas inutilement ces excavations souterraines ; il assainit les anciens travaux abandonnés qui deviendraient de vastes réservoirs de grisou dans lesquels il serait très-dangereux de pénétrer accidentellement ; puis il prévient les dégagements considérables de ce gaz explosible qui ne manquent pas de se produire lorsque la pression barométrique baisse rapidement. Si, dans ce cas, les remblais n'étaient pas purgés dans une large mesure de l'hydrogène protocarboné qu'ils dégagent pendant si longtemps, les masses de ce gaz qu'ils renfermeraient se dilateraient lorsque la pression atmosphérique qui les comprime viendrait à diminuer, et une partie plus ou moins considérable de ces amas gazeux se répandrait dans les galeries de circulation et dans les chantiers d'exploitation en même temps que les gaz qui se dégagent normalement des travaux en cours d'exécution, et viendrait augmenter l'insalubrité et les dangers du séjour dans les mines. On ne peut même éviter entièrement cet inconvénient dans nos mines à grisou où les remblais sont traversés par de

si grandes quantités d'air, car on y constate toujours une abondance inaccoutumée de ce gaz aux époques où le baromètre est très bas.

La légèreté spécifique de l'hydrogène protocarboné oblige encore, dans les mines où on le rencontre, à diriger le courant ventilateur dans les galeries et chantiers d'exploitation, de manière à amoindrir dans la mesure du possible les inconvénients et les dangers inhérents à la présence de ce gaz. Comme il est beaucoup plus léger que l'air, il a une tendance naturelle à se maintenir à la partie supérieure des courants, et lorsqu'il trouve en chemin des poches ou cavités dans le toit des galeries, il y pénètre et n'en descend plus pour se mêler à ces courants. Un effet semblable se produit lorsque le courant remonte un conduit quelconque pour redescendre ensuite ; le gaz s'arrête au point culminant de cette sorte de siphon formant cloche, y occupe le haut du passage dans le haut de la galerie, en laissant passer l'air pur à la partie inférieure, et il peut devenir dangereux de traverser cette région où d'y séjourner. On n'éviterait cet inconvénient qu'en accélérant le mélange du gaz explosible avec l'air pur par quelque procédé physique ou mécanique, et le mélange ou la diffusion une fois opéré, la séparation des deux gaz qui ne peut se faire qu'incomplètement et difficilement, n'aurait pas lieu avant que le mélange n'eût franchi les conduits dans lesquels le courant se meut de haut en bas. Quand on est obligé d'adopter un courant descendant dans les mines à grisou, on accélère souvent la diffusion des gaz, en établissant de distance en distance, dans les galeries dirigées de haut en bas, des cloisons partielles qui ferment la partie inférieure de ces galeries et obligent le courant à passer tout entier à leur partie supérieure en prenant, dans ces parties étranglées, une vitesse considérable qui favorise le mélange. En général, ces mélanges forcés de gaz, par quelque procédé qu'ils soient effectués, ne sont point considérés comme offrant toute sécurité, lorsqu'ils doivent traverser ensuite un chantier d'exploitation et, dans toutes les mines à grisou, l'ensemble des diverses galeries et chantiers d'exploitation, doit être disposé de façon que les courants qui ont traversé des régions dans lesquels ils ont pu

se charger d'hydrogène protocarboné, n'aient plus à se mouvoir de haut en bas avant leur sortie de la mine, et surtout n'aient plus à traverser dans ce sens des chantiers d'exploitation occupés par de nombreux ouvriers ; on évite aussi de faire passer sur un chantier d'exploitation, le courant qui vient d'en assainir un autre, même lorsque ce courant continue à se diriger de bas en haut. Ce système de distribution d'air dans les mines porte le nom d'*aérage ascensionnel*, et les exploitants ne sont autorisés à s'en écarter que dans quelques circonstances très rares, passagères, dans les conditions d'un faible dégagement de grisou et moyennant des précautions spéciales propres à en atténuer les inconvénients.

Dans les mines sans grisou, cette obligation d'aérage ascensionnel n'existe plus, il suffit que le courant qui passe sur les travailleurs leur apporte assez d'air pur pour leur assurer d'une manière continue, de bonnes conditions de salubrité.

Lorsqu'une mine fournit de l'hydrogène protocarboné et que, sur une galerie traversée par un courant, on doit embrancher une galerie à travers bancs, nommée *bouveau*, ou une galerie descendante nommée *vallée*, ou une galerie montante dans le plan de la couche, nommée *montage*, ces galeries, avant d'être mises en communication par leur extrémité avec d'autres galeries anciennes ou nouvelles dans lesquelles elles pourront reverser le courant qui les traverse, forment cul de sac, et il faut avoir recours à des moyens particuliers pour obliger le courant à arriver jusqu'au fond de ces travaux, afin de subvenir à la consommation des travailleurs et des lumières et d'emporter l'hydrogène protocarboné qui s'en dégage continuellement, ainsi que les produits du tirage à la poudre qui s'y développent périodiquement. Dans ce cas, on ferme la galerie avant l'embranchement, par une ou plusieurs portes ; à travers celles-ci on fait passer un tuyau en planche ou en tôle galvanisée qui se prolonge jusqu'au front de taille dans la nouvelle galerie en percement, en ne laissant entre son extrémité et la roche ou la houille dans laquelle on s'avance, que l'espace nécessaire aux travailleurs ; ce tuyau se nomme *canard*. L'air, pour continuer son chemin dans la galerie qu'il parcourait primitivement, est obligé d'arriver jusqu'à l'extrémité de ce



tayau, de produire une sorte de souffle continu contre le front de taille, ce qui favorise son mélange avec tous les gaz explosibles ou irrespirables qui s'y forment, puis de revenir plus lentement autour du canard, vers la galerie primitive qu'il trouve libre au delà des portes. Lorsqu'on n'a besoin, au fond de la galerie en percement, que d'une partie de l'air qui parcourt la galerie primitive, on perce dans les portes des ouvertures rectangulaires ou guichets que l'on règle avec une espèce de glissière et par tâtonnement, de façon à ne faire entrer dans le canard que le volume d'air nécessaire au fond de la galerie en percement, en laissant le reste suivre son ancien chemin.

En plaçant les portes en aval de la galerie en percement, au lieu de les placer en amont, l'air entre dans cette galerie directement, et s'engage à front de taille dans le canard qui le reverse en aval des portes. Cette disposition est considérée comme moins favorable que la première, parce que l'air arrivant à la taille par un conduit d'assez grande section, ne se meut qu'avec une faible vitesse et peut s'engager en partie dans l'ouverture du canard placée derrière les travailleurs sans se mêler aux gaz délétères et sans les emporter avec lui ; dans la première disposition, la totalité de l'air pur est utilisée. Les canards aspirants n'offrent qu'un seul avantage sur les canards soufflants, principalement dans les montages, c'est que le mélange d'air et de grisou qui s'y engage prenant immédiatement une grande vitesse, la séparation des deux gaz y devient impossible, et que jamais l'hydrogène protocarboné n'y peut remonter vers le fond de l'excavation, tandis que dans l'autre disposition le courant descendant ne possède qu'une faible vitesse et peut à la rigueur permettre à une petite partie de l'hydrogène de résister à cette vitesse et de remonter vers la taille. Cependant il ne paraît pas que ce dernier effet se manifeste d'une manière bien prononcée, et l'on adopte aujourd'hui les canards soufflants dans la plupart des circonstances où ce procédé de ventilation est nécessaire.

Dans le percement des vallées, l'inconvénient que nous venons d'attribuer aux canards soufflants, disparaît évidemment et il ne conserve plus que ses avantages au sujet de l'hy-

drogène carboné ; dans tous les cas, le courant y doit être assez vif pour emporter à la remonte l'acide carbonique qui se forme à la taille par toutes les raisons énumérées ci-dessus.

L'usage des canards n'est pas général, ni appliqué au même lieu en toutes circonstances, parce qu'ils peuvent devenir des causes d'accidents. Une explosion dans une partie de la mine peut les démonter et occasionner l'asphyxie des ouvriers qui travaillent à leur extrémité, surtout quand la galerie en percement a déjà une grande longueur ; puis, comme nous le verrons plus tard, la résistance que l'on est obligé de créer au mouvement de l'air, pour obliger une partie ou la totalité de celui-ci à arriver jusqu'au fond d'une galerie en percement, a la plus fâcheuse influence sur la ventilation générale de la mine, de sorte que l'administration des mines n'accorde que très-difficilement l'autorisation de percer un montage avec leur aide.

Le plus ordinairement, ces montages se percent dans le plan des couches sous une largeur de 8<sup>m</sup> à 10<sup>m</sup> et, à mesure que l'on avance, on remblaie la partie centrale de cette large galerie, de manière à former deux conduits qui communiquent par le haut et qui sont séparés dans le sens de l'inclinaison par un remblai de 6 à 8<sup>m</sup> d'épaisseur. A la partie inférieure de cette épaisse cloison, la galerie primitive traversée par le courant, est fermée par une ou plusieurs portes qui interceptent le courant direct, l'obligent à s'engager dans le premier conduit montant et à descendre dans la galerie principale par le second, en aval des portes, après avoir balayé le front de taille au fond du montage. Cette disposition présente plus de sécurité que les canards, offre moins de résistance au mouvement de l'air et a une moins fâcheuse influence sur la ventilation générale de la mine, comme nous le verrons plus loin.

On adopte quelquefois un procédé analogue pour les percements de bouveau, en les partageant en deux parties par une forte cloison dans le sens de la longueur ; l'air s'engage dans un des compartiments qui lui est seul directement accessible, arrive jusqu'au fond de la galerie en percement où la cloison n'est pas établie jusqu'à front de taille et revient par le second dans la galerie primitive.

Au lieu de cloison, on construit encore parfois sur le côté du bouveau une sorte de conduit maçonné ou tunnel qui amène l'air frais à front de taille ou ramène l'air vicié dans la galerie d'où il est parti pur. Il est important, quel que soit le mode de ventilation adopté dans ces circonstances, de donner à tous les conduits que le courant doit traverser, la plus grande section compatible avec la nature des travaux qui doivent s'exécuter au fond de ces galeries en percement.

---

## CHAPITRE I<sup>er</sup>.

---

### DU MOUVEMENT DE L'AIR DANS LES MINES.

---

Pour se faire une idée un peu nette des causes du mouvement de l'air dans les mines, on peut ramener le problème à sa plus simple expression, et considérer une mine comme composée de deux puits verticaux M et N, (fig. 1), mis en communication à leur pied par une galerie K qui représente le développement des travaux souterrains.

Si les deux orifices A et B de ces puits sont au même niveau et que la température et la composition de l'air qui les remplit, soient les mêmes, il n'existera aucune cause de mouvement et il ne se produira point de ventilation. Si dans le puits N, la température  $t'$  de l'air est plus élevée que la température  $t$  de l'air contenu dans le puits M, la densité du fluide sera plus grande dans le second que dans le premier, le poids par unité de surface de la colonne A C sera plus grand que celui de la colonne B D, et le fluide prendra un mouvement descendant dans le puits M, parcourra la galerie K et remontera par le puits N. Si cette différence de température est maintenue constante dans les deux puits, l'écoulement de l'air dans le sens indiqué, deviendra permanent et s'effectuera avec une vitesse constante.

On peut calculer de la manière suivante, la vitesse avec laquelle l'air entré dans la mine par l'orifice A, sortirait par l'orifice B, dans l'hypothèse où ce fluide n'éprouverait, dans tout le développement du conduit qu'il parcourt, aucune espèce

de résistance à son mouvement. La pression atmosphérique sur les deux orifices A et B étant la même, puisqu'ils sont au même niveau, il n'y aura d'autre cause de mouvement que la différence de densité des deux colonnes et l'on pourra remplacer l'excès de densité de la colonne M par un excédant de hauteur de cette colonne ramenée à la densité de la colonne N, de manière à transformer l'excès de densité de la première en une hauteur génératrice de vitesse produisant un effet exactement équivalent.

La hauteur H de la colonne M dont la température est t, deviendrait  $H \frac{1+a't'}{1+at}$  si on portait sa température de t à t' sans changer de tension ; de sorte que son excès de densité sur celle de l'autre colonne, équivalant, au point de vue de son action sur le mouvement de l'air, à un excédant de hauteur ou à une hauteur génératrice de vitesse, égale à

$$H \frac{1+a't'}{1+at} - H = H \left( \frac{1+a't'}{1+at} - 1 \right).$$

La vitesse théorique de sortie par l'orifice B serait donc, d'après la loi connue d'hydrodynamique :

$$V = \sqrt{2g H \left( \frac{1+a't'}{1+at} - 1 \right)}. \quad (A)$$

Dans la pratique, on est bien loin d'obtenir cette vitesse, à cause des résistances multiples et continues que les parois des conduits opposent au mouvement. La différence de densité des deux colonnes M et N, que nous venons de considérer comme la cause unique du mouvement de l'air, n'est pas due seulement à la différence des températures dans les puits, elle tient aussi au mélange de l'hydrogène protocarboné qui se dégage des veines de houille en exploitation, avec le courant qui balaye les travaux, et à la grande quantité de vapeur d'eau dont se charge le même courant sur tout son parcours ; il est vrai qu'il se charge en même temps d'acide carbonique qui est plus dense que l'air, mais généralement l'influence des gaz plus légers que l'air l'emporte sur celle des gaz d'une densité plus grande, au point que le courant se manifeste toujours dans la même direction quand il est bien établi, même lorsque la température n'est pas plus élevée dans le puits de sortie de l'air que dans

le puits d'entrée. Ce phénomène se présente parfois dans les chaudes journées d'été, mais alors la cause de mouvement devient très-peu puissante et l'on n'obtient généralement qu'une très-mauvaise ventilation, lorsque celle-ci n'est pas activée par quelque moyen physique ou mécanique.

Dans les considérations qui vont suivre, nous ne tiendrons compte que de la différence des températures moyennes dans les deux puits, parce que les autres causes de variations de densité n'ont pas une grande importance, surtout quand le courant ventilateur est assez rapide pour constituer une bonne ventilation, et ne se charge qu'en faible proportion de ces fluides susceptibles de modifier sa densité. Au reste, ces éléments modificateurs de la densité entrent dans le mélange en quantités si variables, qu'il serait impossible d'apprécier à priori la part d'influence qui doit leur être attribuée dans les différentes circonstances qui peuvent se présenter ; il suffit de savoir que l'on peut la négliger sans grave erreur et il doit en être ainsi, puisque le mouvement de l'air devient insignifiant lorsqu'il n'est plus dû qu'à cette seule cause.

Reprenons la formule (A) et cherchons la valeur de la température  $t'$  qui devrait exister dans le puits de sortie lorsque la température moyenne  $t$  dans le puits d'entrée est, par exemple, de  $20^\circ$ , et la profondeur des puits de  $500^m$ , pour que l'air prit, dans tout le développement de conduits qu'il parcourt, supposés de section constante, une vitesse de  $3^m$  par seconde que nous avons citée comme maximum convenable dans les chantiers d'exploitation.

On a alors :  $H = 500^m$  ;  $t = 20^\circ$  ;  $V = 3^m$  ;  $a = 0,00367$ , et la formule donne

$$t' = \frac{V^2 (1 + a t)}{a \cdot 2 g H} + t = 20^\circ 268.$$

Si la profondeur était de  $1000^m$ , il viendrait :

$$t' = 20^\circ 134.$$

On voit, par ces applications, que si l'air n'éprouvait aucune résistance à son mouvement dans les puits, galeries et chantiers d'exploitation des mines, le moindre accroissement de température de cet air, dans son passage à travers la région inférieure de ces travaux souterrains, suffirait pour produire une ventilation suffisamment énergique.

Si la différence de température dans les deux puits était de de 10°, cas qui se présente pendant une bonne partie de l'année, surtout dans les exploitations profondes, la vitesse théorique de circulation de l'air deviendrait considérable. Supposons, par exemple,  $H = 700^m$ ,  $t' = 28^\circ$  et  $t = 18^\circ$ , la formule donnerait

$$V = \sqrt{19,62.700^m \left( \frac{1 + 0,00367.28^\circ}{1 + 0,00367.18^\circ} - 1 \right)} = 21^m,60.$$

Une vitesse semblable constituerait une véritable tempête dans les travaux, éteindrait les lumières et ne servirait qu'à aveugler les ouvriers en soulevant des torrents de poussière de houille.

On voit aussi, à la simple inspection de l'expression (A), que la puissance des causes naturelles de ventilation, toutes choses égales d'ailleurs, croît avec la profondeur des exploitations et que les vitesses théoriques qu'elles produisent varient comme les racines carrées des profondeurs.

Si les deux orifices des puits n'étaient pas au même niveau (fig. 2), la pression atmosphérique serait la même au niveau B'E de l'orifice le plus élevé, et la colonne A'E faisant partie de la masse atmosphérique extérieure, aurait la même influence que si elle était contenue dans un puits qui s'élèverait jusqu'en E. Dans ce cas, si la température extérieure était plus basse que la température des terrains dans lesquels les puits et les galeries sont percés, la température moyenne  $t$  de la colonne EC' serait plus basse que la température moyenne  $t'$  de la colonne B'D' et le mouvement de l'air se produirait dans le sens indiqué par les flèches. Comme, d'autre part, la partie extérieure A'E de la colonne EC' ne subirait aucun accroissement de température par l'action des parois du puits, il est évident que la température moyenne  $t$  dans le puits d'entrée de l'air, serait moindre que si ce puits s'était prolongé jusqu'en E, puisque l'air aurait subi un commencement d'échauffement de E en A', et que la différence des températures moyennes  $t'$  et  $t$  se trouverait augmentée par la suppression de la région d'échauffement A'E. Les causes naturelles de ventilation sont donc plus énergiques, toutes choses égales d'ailleurs, quand les orifices des puits sont à des niveaux différents et que la température

extérieure est plus basse que la température intérieure, que lorsque ces orifices sont au même niveau, et ce surcroît d'action est d'autant plus prononcé que la différence des niveaux est plus considérable; l'air s'échappe alors par le puits dont l'orifice est le plus élevé.

Lorsque la température extérieure est plus haute que la température intérieure, ce qui se présente parfois dans les exploitations d'une faible profondeur, le phénomène change. Il est clair d'abord que la cause de mouvement due à l'excès de la température  $t'$  sur la température  $t$ , n'existant plus, l'écoulement de l'air ne peut plus avoir lieu dans le même sens que ci-dessus, mais il peut, dans cette hypothèse sur les températures, se présenter deux cas différents :

Si les orifices des puits sont au même niveau, des puits et les galeries de communication s'emplissent d'air à une température plus basse que la température extérieure, et comme la température des terrains en des points peu distants de la croûte terrestre, est à peu près la même à la même profondeur, toutes les tranches d'air comprises entre les mêmes plans horizontaux dans les deux puits, sont à la même température et s'équilibrent réciproquement, à moins qu'il n'y ait, par l'un des puits un dégagement de gaz plus léger que l'air et dont la présence produirait une diminution dans la densité moyenne du fluide contenu dans ce puits. En l'absence de cette dernière cause de mouvement vers le puits qui servirait d'exutoire aux gaz plus légers que l'air, tout mouvement disparaîtrait et l'air contenu dans les puits et les galeries y resterait stagnant comme dans un cul de basse fosse. Il pourrait même arriver que toute ventilation disparût de la même façon ou devînt tout à fait insignifiante, malgré le mélange d'une certaine quantité de gaz légers avec l'air de l'un des puits; il suffirait évidemment pour cela que l'air entrant dans l'autre puits ne perdît que lentement son excès de température; la diminution de densité dans le premier, par suite de la présence de gaz plus légers que l'air, serait alors compensée par une diminution de densité dans le second, provenant d'une température moyenne supérieure. Il est vrai qu'un semblable effet n'est possible que dans le cas de mouvement, mais ce mouve-



ment pourrait devenir si faible qu'il serait considéré comme nul relativement à l'assainissement des travaux.

Si les deux orifices étaient à des niveaux différents, il existerait encore une légère cause de mouvement sans l'intervention de gaz plus légers que l'air et par l'action seule des différences de température. Admettons, pour un instant, que l'air dans la partie ZD' de la colonne la plus élevée, soit à la même température moyenne que celui de la colonne A'C', ces deux colonnes de même hauteur s'équilibreront, mais il restera dans le premier puits, la partie de colonne B'Z qui aura été refroidie par son contact avec les parois et dont la densité sera plus grande que celle de la partie extérieure correspondante A'E de l'autre colonne ; les densités moyennes des colonnes totales B'D' et E'C' aboutissant au même plan de niveau, ne seront donc plus les mêmes et il s'établira un mouvement d'entrée par l'orifice le plus élevé et de sortie par le plus bas. Cet effet serait d'autant plus prononcé que la différence de niveau des deux orifices serait plus grande, et atteindrait son maximum, si la profondeur effective du puits de sortie se réduisait à zéro. Dans la pratique, si l'on excepte les cas d'exploitation par galeries au-dessus du fond des vallées, la différence de niveau des orifices des puits est généralement faible relativement à la profondeur de ceux-ci, et l'air ne se refroidit pas instantanément en pénétrant dans le puits le plus élevé, de sorte que la température moyenne dans ce puits reste inférieure à celle du puits de sortie, de manière à compenser à peu près la différence des densités des parties de colonnes B'Z et A'E, et la ventilation est suspendue ou, au moins, presque réduite à zéro. Il en résulte que dans la plupart des cas qui se présentent dans la pratique, les causes naturelles de ventilation se réduisent à zéro ou, au moins, deviennent presque insensibles pendant les plus chaudes journées d'été, principalement dans les mines peu profondes où la température des terrains traversés n'est pas encore très élevée ; ce résultat théorique est constamment vérifié par l'expérience.

Lorsque les puits sont mis en communication par des galeries situées à différentes hauteurs, comme l'indique la fig. 3, et que

le mouvement de l'air est dû à une température intérieure plus élevée que la température extérieure, ce qui a lieu pendant la plus grande partie de l'année, les causes naturelles de ventilation sont moindres que lorsqu'il n'y a pas d'autre moyen de communication entre ces puits que la galerie la plus basse. En effet, l'air qui pénètre dans le puits d'entrée *b*, passe dans le puits de sortie *a* par la galerie *zg* et par la galerie *dc*; or la portion de cet air qui traverse la galerie *zg* n'est pas aussi longtemps en contact avec les parois du conduit total qu'il doit parcourir, que la portion qui se rend dans le puits de sortie par la galerie *dc* et, de plus, ces parois situées à une moindre profondeur sont à une température moins élevée. Il en résulte évidemment que la température *t'* dans le puits de sortie est moins haute que si la totalité de l'air passait par la galerie *dc*, que la charge génératrice de la vitesse de sortie par l'orifice *a* s'en trouve diminuée, et que la quantité totale d'air qui tend à sortir par cet orifice est moindre; bien entendu, dans l'hypothèse où l'air n'éprouverait de résistance à son mouvement ni dans l'un ni dans l'autre des deux cas de circulation, car, dans l'application, ces résistances existant toujours, il peut arriver que leur amoindrissement par le partage de l'air entre les deux galeries, compense, et au delà, l'abaissement de température qui en résulte dans le puits de sortie, et que la quantité d'air expulsé de la mine sous l'action simple des causes naturelles, soit plus considérable lorsqu'il passe dans le puits de sortie par les deux galeries étagées que lorsqu'il n'y a d'autre communication entre les deux puits que la galerie inférieure.

Toutes ces considérations sur l'action des causes naturelles du mouvement de l'air dans les mines, exposées dans les hypothèses très-simplifiées que nous avons adoptées, sont également applicables aux cas ordinaires de la pratique dans lesquels les galeries de communication entre les deux puits au lieu d'être comprises dans un même plan horizontal, présentent des formes extrêmement variées, montent, descendent, se recourbent dans diverses directions suivant les allures des couches de houille à exploiter, et sont interrompues dans leur parcours par des chantiers d'exploitation à sections variables; la hauteur de la colonne d'air descendante est alors représentée par la distance

verticale du point le plus bas de la mine à l'orifice du puits d'entrée, et la hauteur de la colonne montante, par la distance verticale du même point le plus bas à l'orifice du puits de sortie. Les lois de l'hydrostatique en vertu desquelles se produisent les hauteurs génératrices des vitesses, sont tout à fait indépendantes des formes et des directions des deux branches qui constituent le syphon renversé dans lequel se produit la circulation de l'air, et la vitesse théorique de cette circulation dépend uniquement de la hauteur des colonnes assignée comme nous venons de le dire, et de la température moyenne qui existe dans chacune d'elles. La même vitesse de circulation serait encore indépendante du développement des conduits dans lesquels elle se manifeste, s'ils ne présentaient aucune résistance au mouvement.



## DES RÉSISTANCES AU MOUVEMENT DE L'AIR DANS LES MINES.

Nous avons vu, plus haut, combien la vitesse de circulation de l'air dans les mines pouvait devenir considérable sous l'influence de la plus faible différence entre les températures moyennes de la colonne montante et de la colonne descendante, même en ne tenant aucun compte de l'influence de l'hydrogène protocarboné et de la vapeur d'eau qui se mêlent à l'air de la colonne montante et en diminuent la densité. Ces résultats, qui sont les corollaires naturels de l'hypothèse que nous avons admise, que les conduits souterrains n'opposaient aucune résistance au mouvement, sont bien loin de se réaliser dans la pratique ; malgré l'énergie apparente des causes naturelles de mouvement, la vitesse de circulation de l'air dans les travaux reste très-faible et tout à fait insuffisante pour les assainir, quand les exploitations sont développées comme la plupart de celles qui existent aujourd'hui, même lorsque la température exté-

rieure est très-basse et devient aussi favorable que possible à la ventilation par les causes naturelles du mouvement. Cela tient à la résistance considérable que les parois de tous les conduits souterrains opposent au mouvement de l'air, et aujourd'hui on est partout obligé, pour obtenir une ventilation suffisante, lorsque les travaux ont acquis un certain degré de développement, d'accroître l'énergie des causes naturelles de mouvement, par divers procédés. Dans certaines mines on augmente, à l'aide d'un foyer alimenté avec de la houille, la température de la colonne montante, afin de diminuer sa densité et d'augmenter la hauteur génératrice de la vitesse de circulation ; dans d'autres, on fait un vide partiel, nommé *dépression*, au sommet de la colonne montante afin de diminuer la pression atmosphérique sur cette colonne, en la laissant peser de tout son poids sur la colonne descendante, à l'aide d'appareils mécaniques dont nous nous occuperons plus tard avec beaucoup de détails ; dans d'autres, enfin, on refoule l'air au sommet de la colonne descendante, en augmentant ainsi la hauteur génératrice de la vitesse de circulation, d'une quantité équivalente à l'excès de la pression exercée sur cette colonne, sur la pression atmosphérique. On a bien essayé ou proposé quelques autres moyens, par exemple une injection de vapeur dans la colonne montante et dans le sens du mouvement de l'air, pour produire un tirage analogue à celui que la décharge de vapeur produit dans les cheminées de locomotives et pour diminuer la densité de cette colonne en la mélangeant à une grande quantité de vapeur d'eau, mais tous ces procédés ont été abandonnés à cause de certains inconvénients qu'ils présentaient et surtout à cause de la grande consommation de combustible qu'ils entraînaient. Dans la plupart des exploitations actuelles, le second procédé, celui qui consiste à faire mécaniquement un vide partiel au sommet du puits de sortie de l'air, est exclusivement employé et tout tend à faire penser que ce système prévaudra définitivement partout.

Pour apprécier a priori le volume d'air qui assainira les travaux d'une mine dans des conditions de températures intérieure et extérieure données, lorsqu'elle doit avoir des puits, des galeries et des chantiers d'exploitation d'un développe-

ment et d'une section assignés d'avance, il est clair qu'il faut connaître l'influence que les résistances au mouvement de l'air auront sur le résultat final, ou la diminution que ces résistances produiront sur les vitesses théoriques que cet air prendrait dans les diverses parties de son parcours s'il n'y avait aucune résistance à son mouvement.

Au début de l'exploitation de la houille, lorsque les travaux souterrains avaient peu de développement, on se contentait généralement de l'action des causes naturelles pour assainir les galeries et les chantiers d'exploitation ; plus tard et lorsque l'on eût reconnu l'insuffisance de ce mode de ventilation, on augmenta l'énergie des causes du mouvement de l'air par des foyers placés au pied de cheminées formant le prolongement des puits de sortie ; puis par des foyers placés au bas de ces puits, afin d'échauffer une plus grande longueur de la colonne fluide montante et de diminuer davantage sa densité moyenne ; puis enfin par des appareils mécaniques produisant au sommet de cette colonne montante un vide partiel ; mais tous ces procédés ne tardèrent pas à être considérés comme insuffisants dans la mesure où ils avaient été appliqués. On en augmenta alors l'énergie à mesure que les travaux intérieurs se développèrent et dans une proportion plus rapide que ce développement, afin de fournir aux ouvriers une quantité d'air pur toujours croissante. Malheureusement les exploitants n'avaient, à cette époque, que des idées très confuses sur les résistances que les puits et les galeries présentaient au mouvement de l'air et sur la nécessité d'accroître les causes de ce mouvement bien plus rapidement que le volume de fluide que l'on voulait faire passer dans les travaux ; il en résulta que l'on ne put atteindre le degré de salubrité que l'on réalise aujourd'hui dans la plupart des mines, qu'après une longue série de substitutions de moyens de ventilation plus puissants à ceux dont on constatait successivement l'insuffisance, et qu'il fallut beaucoup de temps et d'argent pour accomplir les progrès dont nous sommes témoins, par ce procédé tout à fait empirique.

M. Combes est le premier qui ait proposé d'appliquer à la recherche du degré de ventilation qui serait obtenu dans des

circonstances assignées d'avance, les formules que M. d'Aubuisson avait tirées de ses expériences sur les conduites de vent des usines métallurgiques ; mais ces formules, déterminées dans des conditions de régularité des canaux parcourus par le fluide, que l'on est bien loin de rencontrer dans les galeries et travaux d'exploitation, n'inspiraient qu'une médiocre confiance aux ingénieurs, et nous ne connaissons aucun cas où l'on ait tenté de les appliquer à la détermination de la puissance des machines de ventilation.

La Société générale de Bruxelles mit, pour la première fois, cette question à l'ordre du jour, il y a quelques années, en proposant à une commission d'ingénieurs dont nous fîmes partie<sup>1</sup>, de déterminer la puissance et la nature d'un appareil de ventilation qui devait être établi sur un des puits de la société du Levant du Flénu et qui devait être capable de faire circuler dans les travaux un volume d'air que l'administration du charbonnage fixait d'avance, lorsque ces travaux auraient atteint un certain degré de développement auquel ils ne devaient arriver que plusieurs années après. La commission fut d'abord fort embarrassée et comprit bientôt que, dans l'état actuel de la science, la solution exacte d'une semblable question, était impossible et qu'elle serait fort heureuse si elle arrivait seulement à ce degré d'approximation où l'erreur que l'on pouvait commettre ne dépasserait pas la limite au delà de laquelle on aboutirait à quelque grave mécompte pratique. Au lieu de nous servir des formules de M. d'Aubuisson, nous songeâmes à faire directement sur quelques mines ventilées dans des conditions favorables à nos recherches, des observations susceptibles de nous fournir un moyen approximatif de résoudre le problème proposé.

Toutes les expériences faites jusqu'aujourd'hui sur le mouvement des fluides de toute nature, dans les conduits ou canaux de circulation, tendent à prouver que *les résistances au mouvement de ces fluides sont proportionnelles à la longueur des*

<sup>1</sup> Elle était composée de MM. J. Letoret, directeur gérant des Produits ; Delhaise, directeur d'Hornu-Wasmes ; Gilbert, ingénieur des charbonnages de l'Ouest de Mons ; Stoesser, gérant du charbonnage de Sacré-Madame, et Devillez.

*conduits parcourus, au périmètre de la section de ces conduits, au carré de la vitesse moyenne de circulation du fluide et en raison inverse de la section, au moins très approximativement; nous adoptâmes cette loi.*

D'autre part, l'importance de la résistance au mouvement, entre deux points quelconques du chemin parcouru par le fluide, est mesurée par la différence des tensions du fluide en ces deux points, lorsque la conduite est horizontale, ou lorsque la différence de niveau de ces puits est assez faible pour être négligée; quand cette différence de niveau est considérable, le poids de l'air peut avoir sur son mouvement une influence qu'il ne serait plus permis de négliger. Nous avons également adopté ce mode de mesure de la résistance.

Ces bases de raisonnement étant admises, il est clair qu'en représentant par :

L la longueur d'une galerie de mine, de section très-approximativement uniforme,

P le périmètre de la section de cette galerie,

S la surface de la section elle-même,

V la vitesse moyenne de l'air dans la galerie,

H la résistance que les parois de la galerie opposent au mouvement de l'air, mesurée par une colonne d'eau équivalente à la différence des tensions de l'air aux deux extrémités de cette galerie.

La résistance H sera proportionnelle au produit

$$\frac{LPV^2}{S},$$

c'est-à-dire qu'il y aura toujours le même rapport entre H et  $\frac{LPV^2}{S}$ .

En représentant par  $n$  ce rapport constant, on aura l'équation :

$$H = n \frac{LPV^2}{S}$$

qui doit se vérifier pour toutes les valeurs observées de L, de P, de V et de S.

La constante  $n$  aura une valeur qui changera avec l'unité de mesure de la hauteur H, et avec la nature du liquide qui cons-

titue la colonne manométrique. Nous avons exprimé cette colonne en millimètres d'eau et déterminé en conséquence la valeur de la constante  $n$ .

Il est aisé de comprendre maintenant que si l'on a une série de conduites, de longueurs, de sections et de périmètres différents, ajustées les unes au bout des autres et dans chacune desquelles l'air se meut avec une vitesse différente, il sera possible de déterminer la hauteur  $H$  de la colonne qui mesure la résistance au mouvement de l'air dans chacune des conduites de même section, puis de faire la somme de ces hauteurs  $H$ , et si, d'autre part, on a pu constater par expérience la hauteur de la colonne qui mesure la résistance totale opposée par toute la série des galeries successives, on pourra tirer de cette somme des hauteurs  $H$ , la valeur de la constante  $n$ .

Ainsi, par exemple, soient :

$H$  la hauteur absorbée par la résistance dans une galerie de longueur  $L$ , de section  $S$ , de périmètre  $P$ , dans laquelle on a constaté une vitesse moyenne  $V$  de l'air qui la parcourt;  
 $H'$ ,  $L'$ ,  $P'$ ,  $S'$ ,  $V'$ , les mêmes données pour une autre galerie, et ainsi de suite, il viendra :

$$\begin{aligned} H &= n \frac{L P V^3}{S} \\ H' &= n \frac{L' P' V'^3}{S'} \\ H'' &= n \frac{L'' P'' V''^3}{S''} \text{ etc.} \end{aligned}$$

$$\text{d'où } H + H' + H'' + \dots = n \left\{ \frac{L P V^3}{S} + \frac{L' P' V'^3}{S'} + \frac{L'' P'' V''^3}{S''} + \dots \right\}$$

$$\text{et enfin } n = \frac{H + H' + H'' + \dots}{\frac{L P V^3}{S} + \frac{L' P' V'^3}{S'} + \frac{L'' P'' V''^3}{S''} + \dots} \quad (B)$$

La valeur de  $H + H' + H'' + \dots$  étant directement fournie par l'observation, aussi bien que tous les autres facteurs du second membre, il sera possible de déterminer la constante  $n$  à l'aide de laquelle on doit, plus tard, apprécier la différence des tensions qu'il faut maintenir entre les deux extrémités d'une série quelconque de conduits bien connus et ajustés les uns au bout des autres, pour y faire passer un volume d'air donné.



Remarquons encore, ce qui est important et ce qui a rendu l'expérience possible, qu'il est tout à fait indifférent que l'air qui entre par une extrémité de cette série de conduits et qui sort par l'autre extrémité, ait passé tout entier par chacune des portions du parcours général pour lesquelles les valeurs de  $L$ , de  $P$ , de  $S$  et de  $V$  ont été déterminées par expérience, ou qu'il ait passé seulement en partie par ces fragments du parcours général, l'autre partie ayant traversé soit d'autres galeries dont on n'a tenu aucun compte, soit des masses perméables de remblais, avant d'arriver à l'extrémité de la conduite générale. En effet, chacune des hauteurs  $H$ ,  $H'$ ,  $H''$ ..... dont la somme représente la résistance totale, n'a jamais que la valeur exactement correspondante à la vitesse réelle de l'air dans chacune des parties du parcours total, et lorsque l'une quelconque de ces parties ne reçoit pas la totalité de l'air qui a traversé la précédente ou qui passe par la suivante, la valeur de  $H$  correspondante à cette partie s'en trouve diminuée, mais la valeur de la constante  $n$  pour cette portion du parcours n'est pas changée pour cela. Il n'y a donc pas à se préoccuper, dans les expériences faites pour déterminer cette constante  $n$ , des divisions du courant entre le point de départ et le point d'arrivée; il suffit de suivre entre ces deux points un chemin quelconque choisi de manière que les tronçons successifs dont il est composé aient chacun une section aussi uniforme que possible et que la vitesse moyennée de l'air à l'entrée de chacun soit, aussi approximativement que possible, égale à la vitesse moyenne à la sortie, puis de constater par expérience la différence des tensions de l'air aux deux extrémités du parcours général sur lequel porte la détermination de la constante.

Il est encore évident, d'après ces considérations, que les hauteurs successives  $H$ ,  $H'$ ,  $H''$ ..... correspondantes à chacune des parties de même section, dont l'ajustement bout à bout constitue le parcours général, étant proportionnelles au carré de la vitesse de l'air, toutes choses égales d'ailleurs, la différence des tensions aux deux extrémités de ce parcours sera d'autant plus petite que le courant se sera subdivisé davantage entre ces extrémités, et que les résistances au mouvement de l'air dans une mine au travers de laquelle on en fait passer un

volume déterminé, seront d'autant plus faibles que le courant se partagera en un plus grand nombre de branches entre l'orifice d'entrée du fluide dans la mine et l'orifice de sortie, de façon qu'il soit animé d'une moindre vitesse dans chacune de ces subdivisions intermédiaires.

Pour faire les expériences qui devaient servir à déterminer la constante  $n$ , il fallait trouver dans une mine, une succession de galeries et de chantiers d'exploitation de sections variées, se succédant sans interruption et disposés de façon que l'on pût constater avec un manomètre la différence des tensions aux deux extrémités du parcours total soumis à l'expérience. De plus, dans la mesure du possible, il était convenable que cette série de conduits ne s'élevât ou ne s'abaissât pas trop au-dessus ou au-dessous d'un même plan horizontal, pour que l'on pût négliger, sans grave erreur, l'influence sur le mouvement de l'air, de la différence des densités moyennes des deux colonnes représentées par les deux parties du parcours général comprises entre le point le plus bas de l'ensemble des conduits et le plan horizontal passant par le point le plus élevé qui devait être au niveau des deux extrémités de ce parcours.

Nous avons facilement rencontré ces conditions favorables à nos expériences. Dans la plupart des exploitations, les puits d'entrée et de sortie de l'air sont mis en communication directe, en un point plus ou moins rapproché du fond, par une galerie horizontale de peu de longueur, que l'on ferme hermétiquement par des portes pour empêcher le courant d'air descendant de passer directement dans le puits de sortie sans traverser l'exploitation. Il était clair qu'en faisant à ces portes un trou pour y passer une branche de manomètre, les deux branches de cet appareil seraient en communication, l'une avec le puits de descente de l'air, l'autre avec le puits de sortie, et que la différence de niveau du fluide manométrique dans ces deux branches représenterait la résistance totale que le courant d'air avait rencontrée à son mouvement, depuis le point du puits de descente où débouchait la petite galerie de communication jusqu'au point du puits de remonte où elle venait rencontrer ce puits.

Pour compléter les observations, il suffisait de partir d'une

extrémité de cette petite galerie en mesurant avec soin la longueur, le périmètre de la section et la surface de cette section, dans toutes les galeries et chantiers d'exploitation que l'on traversait ; puis la vitesse moyenne du courant dans chacune de ces parties du parcours que l'on pouvait considérer comme ayant approximativement la même section, et de continuer cette opération jusqu'à ce que l'on arrivât à l'autre extrémité de la petite galerie de communication.

On déterminait ainsi les termes successifs  $\frac{LPV^2}{S}$ ,  $\frac{L'P'V'^2}{S'}$  ....

et le manomètre fournissant directement la somme des hauteurs  $H + H' + \dots$  il devenait possible de tirer de l'équation (B) la valeur de la constante  $\kappa$ .

Si plusieurs expériences semblables, faites dans des exploitations différentes et dans des conditions de vitesse du courant, de longueurs et de sections de galeries, variées, fournissaient des valeurs de  $\kappa$  qui ne fussent pas trop différentes, il nous semblait que nous pourrions adopter la moyenne pour résoudre le problème qui nous était proposé.

Il est presque inutile de faire observer qu'il n'était possible d'obtenir, par un semblable procédé, que des résultats approximatifs et que la constante  $\kappa$  ainsi déterminée ne pouvait avoir exactement la même valeur dans toutes nos expériences. Il y avait pour cela plusieurs motifs : d'abord les galeries et chantiers d'exploitations ne présentent jamais une forme et une section tout à fait invariables, et l'on y trouve à chaque pas des irrégularités et des pièces de boisage faisant plus ou moins saillie sur les parois ; il fallait se contenter d'une moyenne entre les périmètres et sections relevés en plusieurs points de chaque partie du conduit général qui pouvait être considérée comme ayant approximativement même forme et même section ; puis nous négligions l'influence des coudes qui n'étaient pas en même nombre ni de même forme dans les diverses expériences, et nous ne tenions aucun compte des différences de densité du fluide dans les diverses parties du parcours général ; enfin, les vitesses de l'air dans les galeries, mesurées avec l'anémomètre de M. Combes et l'anémomètre de Biram, devaient toujours être entachées d'un certain degré d'inexactitude, malgré le soin que

nous prenions avant chaque expérience de déterminer, à l'aide d'un grand manège animé d'un mouvement de rotation uniforme, les diverses vitesses correspondantes à chaque nombre de tours de ces anémomètres, par minute, et malgré la précaution de mesurer ces vitesses en plusieurs points de chacune des galeries, pour adopter les valeurs moyennes. Tous les ingénieurs qui ont essayé le jaugeage des courants, savent combien il faut d'habileté de main et d'habitude des expériences avec tous les anémomètres employés jusqu'aujourd'hui, pour obtenir des résultats assez approximatifs pour être comparables entr'eux. Nous avons heureusement trouvé en M. Raux, ingénieur employé par M. Guibal à l'établissement de ses ventilateurs, toute l'aptitude désirable pour nos essais et une longue habitude des jaugeages, acquise à la suite d'un très grand nombre d'expériences faites avec tous les anémomètres connus. Ce jeune ingénieur a bien voulu se charger de la partie délicate de nos observations, qui était la mesure de la vitesse des courants.

Les expériences ont été faites dans trois exploitations différentes avec l'aide des ingénieurs attachés à chacune d'elles, et nous avons exposé dans les trois tableaux qui suivent les résultats obtenus.

Dans chacun de ces tableaux, la première colonne indique les portions de puits, les galeries et les chantiers d'exploitation ou tailles que le courant mesuré a parcourus successivement depuis une extrémité de la petite galerie horizontale qui mettait en communication facultative le puits d'entrée avec le puits de sortie de l'air, jusqu'à l'autre extrémité de cette galerie. Un manomètre à eau dont une des branches passait au travers des portes qui fermaient ce passage facultatif, indiquait la différence des tensions de l'air aux deux extrémités du parcours total soumis à l'observation, et mesurait la résistance que le courant avait rencontrée dans toute la longueur de ce parcours ; elle est exprimée en millimètres d'eau en tête de chaque tableau. Dans les trois expériences, l'air entraînait dans la mine par le puits d'extraction, passait devant la petite galerie dans laquelle le manomètre était placé et descendait au-dessous de ce point, jusqu'à la profondeur à laquelle il s'engageait dans le bouveau qui servait d'entrée à l'exploitation que cet air devait assainir ; de ce

bouveau, le courant passait dans la série de conduits indiqués dans le tableau et, sans jamais suivre une direction descendante, venait déboucher dans le puits de sortie au niveau de la petite communication entre les deux puits ; les trois courants soumis à ces expériences étaient, comme on le voit, ascensionnels, parce que les trois mines fournissaient du grisou en plus ou moins grande quantité.

Dans ces conditions, la petite partie du puits d'extraction comprise entre la petite galerie dans laquelle le manomètre était placé et le nouveau inférieur, avait seule une influence sur la dépression indiquée par ce manomètre ; le reste de ce puits et le puits de sortie tout entier n'en avaient aucune.

Lorsque l'une des parties du parcours total, costresse ou galerie de retour d'air, vulgairement nommée troussage, ne présentait ni la même section ni le même périmètre d'un bout à l'autre, et que le courant n'y possédait pas la même vitesse dans toute sa longueur, on la partageait en plusieurs tronçons dont chacun avait, approximativement, la même section, le même périmètre et livrait passage au même volume d'air, et l'on déterminait à part la résistance correspondante à chacun de ces tronçons successifs.

La deuxième colonne indique la longueur, la section, le périmètre de chacune des parties du parcours total qui pouvait être considérée comme ayant même périmètre et même section ; comme ces conduits ne présentent jamais une régularité de forme bien absolue, on relevait ces périmètres et sections en plusieurs points de la longueur et l'on prenait la moyenne.

Quant à la vitesse inscrite dans la même colonne, elle était mesurée en plusieurs points de chaque partie du parcours et l'on adoptait la moyenne.

La troisième colonne contient simplement les valeurs de l'expression  $\frac{LPV^2}{S}$ , correspondantes à chacune des parties du parcours général, rappelées dans la première colonne ; les éléments de ces produits sont fournis par les valeurs correspondantes inscrites dans la deuxième colonne.

Les dépressions partielles relatives à chaque portion du parcours général, sont inscrites dans la quatrième colonne, et au

bas de cette colonne, se trouve la somme de ces dépressions partielles ou la dépression totale correspondante au parcours observé tout entier.

Ainsi, par exemple, dans l'expérience de Forchies, nous trouvons pour expression théorique de la dépression totale :

$$29593.n$$

et nous avons constaté que la dépression pratique était de 46 millimètres d'eau, on tire évidemment de là :

$$46^{mm} = 29593.n$$

$$\text{d'où } n = \frac{46}{29593} = 0,001554.$$

Dans toutes ces expériences, nous avons négligé un élément qui doit avoir une certaine influence sur le résultat définitif, c'est la différence entre la température moyenne de la colonne d'air qui, dans le puits d'extraction, était comprise entre le niveau du manomètre et le biveau d'entrée inférieur, et la température moyenne de la colonne partant de ce biveau et aboutissant au puits de sortie. La seconde colonne devait être à une température un peu plus élevée que la première, et il devait en résulter une action des causes naturelles de ventilation, favorable au mouvement des courants observés et venant en aide aux dépressions constatées pour vaincre les résistances à ce mouvement. La constante  $n$  qui résulte de chaque expérience, est donc un peu trop faible, mais à l'époque de l'année où ces expériences ont été faites, la température extérieure était déjà assez élevée, et comme, d'autre part, les hauteurs de ces colonnes étaient peu considérables, il est extrêmement probable que l'action des causes naturelles de ventilation n'était pas assez énergique pour altérer d'une manière notable la valeur de la constante  $n$  résultant de la dépression observée.

On peut encore reconnaître, par un examen attentif des vitesses de l'air et des sections des diverses parties des courants soumis aux expériences, qu'il y avait des différences considérables entre les volumes d'air qui passaient dans ces portions successives des courants continus dont on voulait apprécier la résistance. Cela tient à une cause qui se rencontre dans toutes les mines ; les divers courants isolés qui traversent leurs chantiers d'exploitation particuliers, ne sont souvent séparés

que par des remblais ou des terrains fissurés à travers lesquels l'air peut passer, et il en résulte que lorsque deux courants particuliers ou deux parties d'un même courant passent l'un dans le voisinage de l'autre et qu'ils ne sont pas à la même tension, l'air du courant à la tension la plus élevée passe directement en plus ou moins grande quantité à travers les remblais pour se réunir à l'air du courant à la tension la plus basse ; de façon que l'on rencontre à chaque instant des galeries qui débitent par une extrémité, plus ou moins d'air qu'elles n'en reçoivent à l'autre extrémité. Il arrivait aussi parfois que les dernières parties d'un courant total soumis à l'observation, résultaient de la réunion de plusieurs courants, qui se rendaient au puits de sortie par les mêmes galeries. Ces variations du volume d'air dans les portions successives d'un même courant étaient heureusement sans influence sur le résultat obtenu, car en partageant par la pensée ce courant en tranches, par des plans très-rapprochés et perpendiculaires à son axe, de manière qu'entre deux de ces plans, la vitesse de l'air, la section et le périmètre de la galerie puissent être considérés comme constants, on reconnaîtra facilement que la dépression correspondante à la portion de galerie comprise entre ces deux plans, doit dépendre uniquement de cette vitesse, de cette section et de ce périmètre, et ne peut être influencée par la dépression correspondante à la tranche qui la suit ou qui la précède. Il en résulte que la dépression totale était toujours la somme de ces dépressions partielles et qu'il n'y avait pas à se préoccuper des variations du volume d'air dans les parties successives du parcours observé ; il suffisait de bien constater la vitesse, la section et le périmètre dans chaque partie où ces trois éléments de dépression pouvaient être considérés comme constants.

## EXPÉRIENCE DE FORCHIES

FAITE LE 26 MAI 1866, PAR MM. SCOHY, MAINDIAU ET RAUX.

Dépression pratique correspondante à tout le parcours observé = 46<sup>mm</sup> d'eau.

Conduits successivement parcourus par le courant dont on a voulu mesurer la résistance.	Longueur L du conduit, section S et périmètre P de ce conduit. Vitesse moyenne V de l'air qui le parcourait.	Valeur de l'expression correspondante $\frac{LPV^2}{S}$ .	Dépression en millimètres d'eau, correspondant au mouvement de l'air dans cette partie du parcours total.
Partie du puits d'extraction parcourue par le courant depuis le niveau où ce courant débouche dans le puits de sortie, jusqu'au niveau où il pénètre dans le bouveau inférieur.	L = 67 <sup>m</sup> S = 3 <sup>m²</sup> ,77 P = 9 <sup>m</sup> ,00 V = 2 <sup>m</sup> ,79	816	816 n.
Bouveau d'entrée du courant, à la profondeur de 387 <sup>m</sup> .	L = 50 <sup>m</sup> . S = 3 <sup>m²</sup> ,06 P = 7 <sup>m</sup> ,06. V = 1 <sup>m</sup> ,51	260	260 n.
1 <sup>re</sup> partie d'une costresse à la suite du bouveau.	L = 620 <sup>m</sup> . S = 2 <sup>m²</sup> ,52 P = 6 <sup>m</sup> ,40. V = 1 <sup>m</sup> ,60	4034	4034 n.
A. 2 <sup>e</sup> partie de la même costresse.	L = 325 <sup>m</sup> . S = 2 <sup>m²</sup> ,52 P = 6 <sup>m</sup> ,40. V = 1 <sup>m</sup> ,55	1980	1980 n.
B. 3 <sup>e</sup> partie de la même costresse dont la section est moindre.	L = 195 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> ,95 P = 5 <sup>m</sup> ,60. V = 0 <sup>m</sup> ,72	285	285 n.
C. A la suite de cette costresse, une taille.	L = 75 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> , moyenne P = 4 <sup>m</sup> . V = 2 <sup>m</sup> , moyenne	1200	1200 n.
A la suite de la taille, un D. conduit de retour d'air ou faux troussage.	L = 250 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> ,77 P = 5 <sup>m</sup> ,00. V = 1 <sup>m</sup> ,60	1755	1755 n.
E. A la suite de ce troussage, une voie montante.	L = 45 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> ,00 P = 4 <sup>m</sup> . V = 2 <sup>m</sup> ,83	1440	1440 n.
F. Puis un bout d'ancienne costresse.	L = 70 <sup>m</sup> . S = 2 <sup>m²</sup> ,40 P = 6 <sup>m</sup> ,20. V = 1 <sup>m</sup> ,50	406	406 n.
De là, une nouvelle voie montante jusqu'au troussage supérieur	L = 90 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> ,00 P = 4 <sup>m</sup> . V = 2 <sup>m</sup> ,10	1587	1587 n.
2 <sup>e</sup> troussage ou voie de niveau supérieure, 1 <sup>re</sup> partie.	L = 135 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> ,20 P = 4 <sup>m</sup> ,40. V = 1 <sup>m</sup> ,75	1515	1515 n.
Même troussage, 2 <sup>e</sup> partie de plus grande section.	L = 140 <sup>m</sup> . S = 1 <sup>m²</sup> ,68 P = 5 <sup>m</sup> ,20. V = 1 <sup>m</sup> ,25	675	675 n.
Même troussage, 3 <sup>e</sup> partie.	L = 80. S = 1 <sup>m²</sup> ,68 P = 5 <sup>m</sup> ,20. V = 2 <sup>m</sup> ,60	1675	1675 n.
Même troussage, 4 <sup>e</sup> partie, de plus grande section.	L = 500 <sup>m</sup> . S = 2 <sup>m²</sup> ,52 P = 6 <sup>m</sup> ,40. V = 2 <sup>m</sup> ,00	5080	5080 n.
Bouveau raccordant le troussage avec le puits de retour d'air, à la profondeur de 320 <sup>m</sup> .	L = 120 <sup>m</sup> . S = 3 <sup>m²</sup> ,25 P = 7 <sup>m</sup> ,20. V = 5 <sup>m</sup> ,10	6912	6912 n.

$$\text{Constante } n = \frac{46^{\text{mm}}}{29595} = 0,001534$$

Dépression totale 29595 n.



## EXPÉRIENCE DE CRACHET-PICQUERY

FAITE LE 15 MAI 1866, PAR MM. VINCHENT, PASSELECQ ET RAUX.

Dépression pratique correspondante à tout le parcours observé = 25<sup>mm</sup> d'eau.

Conduits successivement parcourus par le courant dont on a voulu mesurer la résistance.	Longueur L du conduit, section S et périmètre P de ce conduit. Vitesse moyenne V de l'air qui le parcourait.	Valeur de l'expression corres- pondante $\frac{LPV^2}{S}$ .	Dépression h en milli- mètres d'eau, corres- pondante au mouve- ment de l'air dans cette par- tie du parcours total.
Partie du puits d'extraction par- courue par le courant, depuis le niveau où ce courant débouche dans le puits de sortie à 133 <sup>m</sup> de profondeur, jusqu'à une première prise d'air.	L=27 <sup>m</sup> . P=8 <sup>m</sup> V=3 <sup>m</sup> ,15 Le puits était rectan- gulaire de 1 <sup>m</sup> ,80 sur 2 <sup>m</sup> ,20 d'où S=3 <sup>m</sup> ,96	331	331 n.
2 <sup>e</sup> partie du même puits depuis cette première prise d'air jusqu'à une seconde semblable.	L=33 <sup>m</sup> . S=3 <sup>m</sup> ,96 P=8. V=2 <sup>m</sup> ,14	230	230 n.
3 <sup>e</sup> partie du même puits, depuis la 2 <sup>e</sup> prise d'air jusqu'à une troi- sième qui est celle sur laquelle les expériences ont été faites, à la profondeur de 257 <sup>m</sup> .	L=64 <sup>m</sup> . S=3,96 P=8. V=1 <sup>m</sup>	34	34 n.
Bouveau d'entrée à la profon- deur de 257 <sup>m</sup> .	L=76 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ,88 P=6 <sup>m</sup> ,8. V=1 <sup>m</sup> ,337	385	385 n.
1 <sup>re</sup> costresse partant du bou- veau ci-dessus.	L=300 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ,00 P=3 <sup>m</sup> ,80. V=0 <sup>m</sup> ,533	244	244 n.
Partant de cette costresse, une série de tailles en droits.	L=350 <sup>m</sup> . S=1 <sup>m</sup> ,20 P=4 <sup>m</sup> ,60. V=0,833	940	940 n.
A la suite de ces tailles, un troussage ou retour d'air.	L=60 <sup>m</sup> . S=0 <sup>m</sup> ,80 P=3 <sup>m</sup> ,60. V=1 <sup>m</sup> ,78	950	950 n.
Entrée dans un bouveau à 193 <sup>m</sup> de profondeur.	L=111 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ,70 P=6,6. V=1,15	347	347 n.
Partie du même bouveau dans laquelle le volume d'air était plus grand.	L=149 <sup>m</sup> . S=2,70 P=6,6. V=1 <sup>m</sup> ,69	1034	1034 n.
Cheminée ou voie montante dans une couche en droit.	L=100 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ,3 P=6 <sup>m</sup> . V=2 <sup>m</sup> ,3	1590	1590 n.
Bouveau de retour vers le puits d'aérage, à 133 <sup>m</sup> de profondeur, 1 <sup>re</sup> partie.	L=140 <sup>m</sup> . S=1 <sup>m</sup> ,82 P=3 <sup>m</sup> ,6. V=2 <sup>m</sup> ,7	3139	3139 n.
Même bouveau affecté au retour général de l'air vers le puits d'aérage.	L=321 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ,72 P=6,6. V=2 <sup>m</sup> ,60	5235	5235 n.

$$\text{Constante } n = \frac{25^{\text{mm}}}{14748} = 0,00169$$

Somme des  
dépressions partielles

14748 n

## EXPÉRIENCE DU GRAND-BUISSON

FAITE LE 17 MAI 1866, PAR MM. DELCOMMUNE ET RAUX.

*Dépression pratique correspondante à tout le parcours observé = 15<sup>mm</sup>5 d'eau.*

Conduits successivement parcourus par le courant dont on a voulu mesurer la résistance.	Longueur L du conduit, section S et périmètre P de ce conduit. Vitesse moyenne V de l'air qui le parcourait.	Valeur de l'expression correspondante $\frac{LPV^3}{S}$ .	Dépression h en millimètres d'eau, correspondante au mouvement de l'air dans cette partie du parcours total.
Partie du puits d'extraction parcourue par le courant depuis le niveau où le courant débouchait dans le puits d'aérage (415 <sup>m</sup> ) jusqu'au niveau du bouveau de prise d'air à 435 <sup>m</sup> .	L=40 <sup>m</sup> . S=11 <sup>m</sup> ²,94 P=12,25. V=0 <sup>m</sup> ,50	10	10 n.
Bouveau d'entrée à la profondeur de 435 <sup>m</sup> .	L=60 <sup>m</sup> . S=3 <sup>m</sup> ²,60 P=7,6. V=0 <sup>m</sup> ,75	67	67 n.
Costresse, 1 <sup>e</sup> partie.	L=410 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ²,55 P=6,40. V=0,86	761	761 n.
Même costresse, 2 <sup>e</sup> partie, séparée de la première par une porte à guichet.	L=280 <sup>m</sup> . S=2 <sup>m</sup> ²,55 P=6,40. V=0 <sup>m</sup> ,24	41	41 n.
Même costresse de moindre section, 3 <sup>e</sup> partie.	L=80 <sup>m</sup> . S=1 <sup>m</sup> ²,17 P=4,40. V=0 <sup>m</sup> ,20	12	12 n.
Tailles et voie non boisée sur leur prolongement, à leur partie supérieure.	L=260 <sup>m</sup> . S=1 <sup>m</sup> ²,70 P=5 <sup>m</sup> ,40. V=0 <sup>m</sup> ,65	346	346 n.
Faux troussage boisé à la suite de la voie non boisée.	L=120 <sup>m</sup> . S=1 <sup>m</sup> ²,085 P=4,50. V=2 <sup>m</sup> ,00	1963	1963 n.
Grand troussage aboutissant au puits d'aérage à la profondeur de 415 <sup>m</sup> .	L=470 <sup>m</sup> . S=1 <sup>m</sup> ²,40 P=4,60. V=2 <sup>m</sup> ,01	6177	6177 n.
Constante $n = \frac{15,5}{9407} = 0,00163$		Somme des dépressions partielles	9407 n.

Ces trois expériences faites à quelques jours d'intervalle sur les mines de Forchies, de Crachet-Picquery et du Buisson, ont donc fourni, pour l'ensemble des conduits successifs constituant un même parcours, les valeurs suivantes pour la constante  $n$  :

$$\left. \begin{array}{l} \text{à Forchies.} \quad . \quad . \quad n = 0,001554 \\ \text{à Crachet-Picquery} \quad n = 0,00169 \\ \text{au Buisson} \quad . \quad . \quad n = 0,00163 \end{array} \right\} \text{moyenne } n = 0,001624.$$

Cette moyenne est un peu faible, comme nous l'avons fait observer, à cause de l'influence des causes naturelles de ventilation, qui a été négligée, mais nous pensons qu'en la portant à 0,0018 pour l'ensemble des conduits que l'air traverse habituellement dans une exploitation, on ne serait pas loin de la vérité.

La méthode, pour trouver à priori la dépression totale qu'il faudra créer pour faire passer dans une série de galeries, de chantiers d'exploitation et de puits, un volume d'air déterminé devient ainsi très-simple : On partage le parcours total en parties successives de longueur déterminée, dans lesquelles on présume que la vitesse de l'air, la section et le périmètre seront constants ; pour chacune de ces parties, on détermine la dépression partielle correspondante, par la formule :

$$H = 0,0018 \frac{L P V^3}{S},$$

puis on fait la somme de ces dépressions partielles qui sont exprimées en millimètres d'eau.

Il faut observer que la dépression totale ainsi obtenue, comprend la dépression partielle équivalente à l'action des causes naturelles de ventilation, de sorte que la dépression mécanique qu'il faudra créer à l'orifice du puits d'aérage pour obtenir le volume d'air demandé, sera inférieure à cette dépression totale d'une quantité variable suivant les saisons. Cette part de la dépression totale qui devra être attribuée aux causes naturelles du mouvement de l'air, pourra s'élever à 25 ou 30 millimètres d'eau pendant les froids d'hiver, être moindre, d'une quantité dépendante de la température extérieure, dans la saison tempérée, et se réduire à peu près à zéro dans les chaudes journées d'été.

---

*Comparaison du coefficient constant n qui résulte des expériences de M. d'Aubuisson sur les conduites de vent des souffleries de forges, avec le coefficient déterminé ci-dessus et applicable au mouvement de l'air dans les mines.*

---

Voici la formule que donne M. d'Aubuisson, pour calculer la perte de charge résultant du mouvement de l'air dans les con-

duites des souffleries qui ont toujours une section circulaire et qui sont habituellement terminées par un ajutage conique :

$$H - h = 0,0238 \frac{h L d^4}{D^5}.$$

Dans cette expression,

$H - h$  représente la perte de charge ou la différence des tensions de l'air aux deux extrémités de la conduite ; cette différence est exprimée en mètre de mercure.

$L$  la longueur de la conduite,

$D$  son diamètre,

$d$  le diamètre de l'ajutage qui la termine.

M. d'Aubuisson pense, d'après quelques expériences faites par M. Girard, que cette formule est encore applicable au cas où  $d$  devient égal à  $D$ , c'est-à-dire au cas où l'ouverture de sortie de l'air à l'extrémité de la conduite est égale à la section de cette conduite, en augmentant de 1 à 2 p % la constante 0,0238 qui deviendrait ainsi, à peu près, 0,0242.

La formule présenterait alors la forme suivante :

$$H - h = 0,0242 \frac{L h D^4}{D^5} = 0,0242 \frac{L h D}{D^2} = 0,0242 \frac{L h \pi D}{\pi D^2}.$$

Le facteur  $\pi D$  circonférence de la conduite, est l'équivalent du périmètre que nous avons représenté par  $P$  dans notre formule.

Le dénominateur  $\pi D^2$  est le quadruple de la section de la conduite que nous avons désignée par  $S$ .

La formule de M. d'Aubuisson devient, avec cette nouvelle annotation :

$$H - h = 0,0242 \frac{L h P}{4S}. \quad (C)$$

La perte de charge  $H - h$  exprimée en mètre de mercure, peut être exprimée par une valeur équivalente en millimètres d'eau, comme dans la formule que nous avons proposée ci-dessus. On peut en effet poser la proportion suivante dans laquelle  $H_1$  représentera la colonne en millimètres d'eau équivalente à  $H - h$ , en observant qu'une hauteur  $H_1$  en mètre d'eau, est égale à  $\frac{H_1}{1000}$ , lorsque  $H_1$  est exprimé en millimètres d'eau :

$$H - h : \frac{H_1}{1000} = 1 : 13,596 :$$

$$\text{d'où : } H - h = \frac{H_1}{13596} ;$$

D'autre part,  $h$  en mètre de mercure, est l'excédant de la tension de l'air près de l'orifice de sortie, sur la tension du milieu dans lequel cet air s'écoule, ou la hauteur génératrice de la vitesse d'écoulement, et pour déterminer cette vitesse  $V$ , la hauteur génératrice doit être exprimée en colonne de fluide de même densité que celui qui s'écoule. En supposant que le mètre cube de l'air qui circule dans les mines, pèse moyennement 1 kil. 20 le mètre cube, on aura la proportion :

$$h : h_1 = 1,20 : 13596 ; \text{ d'où } h_1 = h \frac{13596}{1,20} = 11330. h.$$

Il viendra alors :

$$V = \sqrt{2g h_1} = \sqrt{19,62. 11330. h} ; \text{ d'où } h = \frac{V^2}{222294} .$$

En substituant ces valeurs à  $H - h$  et à  $h$  dans l'équation (C) et en observant que la vitesse  $V$  à la sortie de la conduite, est aussi la vitesse en tous les points de la longueur de cette conduite, puisqu'elle ne porte point d'ajutage à son extrémité et que la densité de l'air peut être considérée comme constante sur tout son parcours, il viendra :

$$\frac{H_1}{13596} = 0,0242 \frac{L. P. V^2}{4. S. 222294} ;$$

$$\text{d'où } H_1 = 0,00037 \frac{L. P. V^2}{S} .$$

Telle serait la perte de charge en millimètres d'eau, ou la mesure de la résistance au mouvement de l'air dans les galeries des mines, qui résulterait de l'application des coefficients déterminés par M. d'Aubuisson sur les conduites de vent des machines soufflantes, tandis que les expériences directes que nous avons rapportées donnent une perte de charge représentée par l'expression :

$$H = 0,0018 \frac{L. P. V^2}{S} .$$

On s'exposerait donc à de graves mécomptes dans les appli-

cations, en déterminant les résistances auxquelles le mouvement d'une quantité d'air assignée d'avance, donnera naissance dans des galeries de mines d'un développement également prévu, à l'aide des formules de M. d'Aubuisson, ainsi que divers auteurs l'ont proposé jusqu'à présent ; la puissance des appareils de ventilation calculée à priori par ce procédé, serait radicalement insuffisante, car cette puissance doit être exactement proportionnée aux pertes de charge qu'engendre le mouvement d'un volume d'air déterminé, dans les galeries et puits de circulation. L'erreur que l'on commettrait sur la puissance probable de ces appareils, s'élèverait à environ  $\frac{0,0018}{0,00037} = 4,86$  ; c'est-à-dire que la puissance nécessaire serait moyennement égale à 4,86 fois la puissance calculée par ce procédé.

La cause de cette énorme accroissement de résistance au mouvement de l'air dans les galeries de mines, réside dans l'irrégularité de leurs allures, dans les protubérances extrêmement multipliées de leurs parois, dans l'influence fâcheuse des coudes brusques qui se trouve implicitement comprise dans le coefficient constant que nous avons déterminé et qui en augmente la valeur, et dans les nombreux petits courants secondaires qui viennent déboucher à angle droit et dans diverses directions, dans les galeries principales. En effet, ces galeries principales sont rarement rectilignes, leurs parois sont habituellement revêtues de boisages en saillie occasionnant des remous qui se renouvellent à l'infini, et parfois les courants adducteurs qui y affluent à travers les remblais, y arrivent dans une direction presque contraire à celle du courant principal établi ; il doit évidemment résulter de toutes ces causes de retard, un accroissement considérable dans les résistances totales, et c'est ce que nos expériences ont démontré, avec une concordance presque inespérée, dans les trois résultats obtenus.

Nous pensons que ces résistances au mouvement de l'air seraient fort amoindries si les conduits de circulation étaient plus droits, de section plus uniforme, et si leurs parois étaient planes, par exemple s'ils étaient murillés avec soin ; dans ces conditions, nous ne voyons aucune raison pour que le coefficient

constant conserve une valeur bien supérieure à celle du coefficient que M. d'Aubuisson a déterminé pour les conduites de vent, et il est très probable que ce coefficient diminue beaucoup pour certaines parties du parcours général dans les mines. Ainsi, lorsque l'on fait arriver de l'air jusqu'au fond d'une galerie en percement, nouveau, montage ou vallée, par un canard à section carrée en planches rabotées, ou par un gros tuyau cylindrique en tôle galvanisée, il est permis de présumer que le coefficient applicable à cette partie du parcours général de l'air, doit être très peu supérieur à 0,00038 qui est la valeur applicable aux conduites de vent ; en appliquant à ce cas un coefficient de 0,0004, on ne serait probablement pas loin de la vérité, au moins tant que ces canards ne sont point disloqués et sont entretenus avec soin.

Quant au coefficient moyen, 0,0018, que nous trouvons pour tout l'ensemble d'une mine, il est encore très probable qu'il n'a pas cette valeur pour toutes les parties du parcours de l'air ; qu'il est plus faible pour les galeries ou portions de galeries de section à peu près constante et à parois moins accidentées, plus grand pour les parties du parcours plus irrégulières comme les tailles et certaines fractions des galeries de retour d'air ou troussages, de sorte que sa valeur 0,0018 applicable à l'ensemble d'une exploitation, ne serait qu'une moyenne résultant de coefficients plus grands et plus petits qui se compenseraient.

Une observation spéciale faite dans l'expérience de Forchies, prouve que la constante  $n$  prend une valeur supérieure à 0,0018 dans les galeries très-irrégulières et dans les tailles où les remous sont nombreux.

Une galerie montante fermée par plusieurs portes, mettait en communication au besoin, le commencement de la costresse indiquée dans le tableau par la lettre A, avec une galerie de retour d'air, de sorte qu'en plaçant un manomètre sur le barrage de cette galerie montante, on pouvait connaître la différence des tensions à ses deux extrémités. Le parcours de l'air, depuis le commencement de la costresse A jusqu'à l'autre extrémité de la galerie montante, comprenait les conduits désignés dans le tableau par les lettres A, B, C, D, E, F, parmi lesquels se trouvaient des tailles, des costresses étroites et des

galeries de retour d'air moins bien entretenues que les galeries principales, plus un bout de galerie de retour d'air de 140<sup>m</sup> de longueur, pour laquelle on a trouvé :

$$S = 2^{\text{m}^2},56 ; P = 6^{\text{m}},40 ; V = 0^{\text{m}},60.$$

Ce bout de galerie occasionnait donc une dépression

$$\kappa \frac{L P V^2}{S} = \kappa \frac{140.6,40.0,36}{2,56} = 126. \kappa.$$

Les galeries A, B, C, D, E, F, occasionnaient, d'autre part, les dépressions indiquées au tableau, soit :

$\kappa (1980 + 285 + 1200 + 1735 + 1440 + 606) = 7046. \kappa ;$   
ce qui donne pour le parcours entier entre les extrémités de la galerie montante fermée,  $\kappa (7046 + 126) = 7172. \kappa.$

La différence des tensions aux deux extrémités de cette galerie, indiquée par le manomètre, était de 19,50 millimètres d'eau. Il résulte de là, pour valeur de  $\kappa$ ,

$$19,50 = 7172. \kappa ; \text{d'où } \kappa = 0,0027.$$

La constante  $\kappa$  est donc d'autant plus considérable que les galeries sont plus irrégulières et moins bien entretenues, et il ne faut considérer la valeur 0,0018 que nous lui avons assignée, que comme une moyenne applicable à l'ensemble d'une exploitation, mais qui pourrait être fort inexacte si on l'appliquait à une partie très restreinte des conduits souterrains dont une mine se compose.

Ces considérations sont importantes au point de vue de l'avenir de l'exploitation des mines. On peut être amené plus tard à modifier le mode d'exploitation actuelle et à aller rejoindre par de véritables tunnels, des couches situées à de grandes distances des puits d'extraction ; ces tunnels pourraient être murillés avec le même soin que l'on a apporté à la construction des passages semblables établis pour les chemins de fer de la surface et, dans ce cas, ils présenteraient moins de résistance au mouvement de l'air et rendraient possible la ventilation à de très-grandes distances. Supposons, par exemple, qu'il faille porter à une distance de 4 kilomètres, 20 mètres cubes d'air, pour les besoins d'une exploitation, par une galerie, ou nouveau, de 6 mètres carrés de section et d'un périmètre de 10<sup>m</sup>,50.

La vitesse moyenne de l'air y serait de  $\frac{20}{6} = 3^{\text{m}},333,$



et si ce bouveau était construit avec assez de soin et de régularité pour abaisser la constante  $n$  jusqu'à 0,0004, la dépression correspondante à ce parcours serait :

$$H = 0,0004 \frac{4000 (3,333)^2 10,5}{6m^2} = 31 \text{ millimètres d'eau.}$$

Si un bouveau semblable ramenait l'air au puits de sortie, les deux dépressions réunies s'élèveraient à 62 millimètres d'eau, auxquels il faudrait joindre la dépression correspondante aux travaux d'exploitation et au parcours des puits. Supposons que cet excédant s'élève à 60 millimètres ; la dépression totale à créer serait de 122 millimètres d'eau, ce qu'il est très aisé d'obtenir de nos appareils actuels venant en aide aux causes naturelles de ventilation.

Si les deux grands bouveaux étaient boisés avec peu de soin au lieu d'être murillés, mal entretenus, de façon à laisser subsister les variations de section qu'engendre le tassement des terrains environnants et que la constante  $n$  y reprît sa valeur de 0,0018 que nous avons déterminée plus haut, la dépression correspondante au parcours de ces deux bouveaux, serait :

$$H = 62^{\text{mm}} \frac{0,0018}{0,0004} = 279 \text{ millimètres d'eau,}$$

qui, ajoutées aux 60 millimètres qui correspondent au surplus du parcours de l'air, formeraient un total de 339 millimètres. Nos appareils ordinaires de ventilation sont peu propres à maintenir d'une manière permanente de semblables dépressions; il est donc d'une importance capitale d'entretenir les galeries de circulation de l'air, de les établir avec soin et régularité et de leur donner la plus grande section possible.

Quand la section d'une galerie n'est diminuée que sur une longueur excessivement petite constituant un étranglement, comme celui que présentent les portes percées d'une ouverture, l'accroissement de résistance au mouvement général n'est pas aussi considérable qu'il paraît devoir l'être à priori en ne tenant compte que de la différence des tensions de l'air en amont et en aval de ces portes ; cette différence des tensions qui est assez grande pour produire l'accroissement considé-

nable de vitesse que l'air est obligé de prendre pour franchir ces étranglements, n'est pas entièrement perdue et ne se transforme pas intégralement en dépression ; le courant qui les traverse possède une vitesse et une force vive relativement considérables, d'où résulte une pression contre le courant ralenti qui se trouve en aval de la porte, et une impulsion en avant ; cette action vient en aide à la dépression générale dans le puits de sortie et annule partiellement la perte de charge inhérente à l'étranglement. L'expérience confirme cette considération théorique que nous verrons reproduite plus tard dans la théorie de certains ventilateurs, et l'on a constaté bien souvent qu'une porte mise en travers d'une galerie principale de circulation de l'air et percée d'un trou carré de 0<sup>m</sup>40 de côté, par exemple, ne diminue que d'une quantité insensible la quantité d'air qui circule dans cette galerie sans que la dépression générale soit augmentée. Cependant il n'en est plus de même lorsque ces étranglements se répètent à intervalles rapprochés, ou lorsqu'ils n'offrent plus que des sections très-petites, car alors l'air animé d'une vitesse trop considérable, et passant trop brusquement d'une vitesse très-grande à une vitesse très-petite et réciproquement, engendre des remous ou tourbillons dans lesquels vient s'éteindre en frottements, la force vive dont il est animé et qui ne peut plus, alors, être appliquée à faciliter le mouvement général du courant dans les parties régulières du parcours.

---

Avant de terminer ces considérations sur les valeurs diverses de la résistance que les galeries de mines peuvent offrir au mouvement de l'air, il est indispensable de rappeler que les chiffres que nous avons cités et à l'aide desquels nous proposons d'apprécier cette résistance, sont loin de présenter le cachet d'une rigoureuse exactitude. Les observations qui leur servent de base, telles que la mesure de la vitesse des courants à l'aide des anémomètres de Biram et de Combes, comportent des erreurs que peuvent apprécier tous les ingénieurs qui ont employé ces instruments, et il serait fort désirable de les voir remplacer par un autre plus parfait et moins susceptible de dérangement ; puis il est extrêmement difficile de mesurer le

périmètre et la section des galeries de mines si capricieuses de section et de forme, et il est impossible d'arriver dans ces mesures à autre chose qu'à des approximations. Nos expériences ne doivent donc être considérées que comme expériences d'ingénieurs, non de savants, très utiles pour guider l'exploitant dans la recherche de la valeur approximative des résistances que rencontreront, à leur mouvement, les courants d'air dont il a besoin dans ses travaux, mais insuffisantes pour la détermination rigoureuse de ces résistances. Il est hors de doute qu'en multipliant les expériences que nous avons faites, avec des appareils plus susceptibles de précision, et surtout en subdivisant les observations pour apprécier l'influence de chacune des diverses parties d'un parcours général, on ne puisse arriver à des résultats bien plus précis que les nôtres.

Les ingénieurs qui voudront bien reprendre cette étude pourraient, il nous semble, déterminer la résistance d'une partie quelconque de galerie, par le procédé suivant qui est assez simple: Placer un tuyau de caoutchouc de petite section, sur toute la longueur de la portion de galerie dont on veut mesurer la résistance ; fermer le bout de ce tuyau situé à l'aval du courant et placer sur la fermeture un manomètre quelconque d'une grande sensibilité ; le manomètre indiquera la différence des tensions aux deux extrémités du tuyau ou la résistance de la portion de galerie considérée. En effet, le mouvement de l'air n'ayant pas lieu dans le tuyau en caoutchouc, la tension y sera la même d'un bout à l'autre et sera celle de son extrémité d'amont qui est tout ouverte ; tandis que la tension au delà de la cloison qui ferme l'extrémité d'aval, sera celle qui règne dans la galerie en ce point ; le manomètre fournira la différence de ces tensions des deux côtés de la cloison.

---

*Des longueurs équivalentes des galeries de sections différentes.* Il peut être utile, comme nous le verrons plus tard, de déterminer la longueur que devrait avoir une galerie d'une section déterminée, pour qu'elle fût l'équivalent, au point de vue de la résistance au mouvement de l'air, d'une autre galerie de section, de longueur et de périmètre différents, lorsque le même volume d'air les traverse.

Soient :  $S, P, L, v, h$  la section, le périmètre, la longueur d'une galerie donnée, la vitesse de l'air qui la parcourt et la dépression qu'elle produit.

$S', P', L', v', h'$  les mêmes valeurs pour une seconde galerie placée sur le prolongement de la première et livrant passage au même volume d'air.

Nous supposons la nature de ces galeries, telle, que la même constante  $n$  soit applicable à la recherche de la résistance qu'elles opposent au mouvement de l'air.

$$\text{On aura } h = n \frac{LPv^2}{S} \text{ et } h' = n \frac{L'P'v'^2}{S'}.$$

La dépression correspondante au parcours total sera  $h + h'$ .

Soit maintenant  $l$  la longueur d'une galerie de section et de périmètre égaux à ceux de la première et qui, placée sur le prolongement de celle-ci, offrirait la même résistance au mouvement de l'air que la seconde.

On aura  $h' = n \frac{lPv^2}{S}$ , puisque la vitesse  $v$  sera la même que dans la première, d'où :

$$n \frac{lPv^2}{S} = n \frac{L'P'v'^2}{S'}.$$

Mais  $v : v' = S' : S$  et  $v'^2 = v^2 \frac{S^2}{S'^2}$ ; en substituant cette valeur dans l'équation et supprimant le facteur commun, il vient :

$$\frac{lPv^2}{S} = \frac{L'P'v^2S^2}{S'^2}$$

$$\text{d'où } l = \frac{S^2}{P} \left( \frac{L'P'}{S'^2} \right). \quad (E)$$

Si la même constante  $n$  n'était pas applicable aux deux galeries, on aurait :

$$h' = n \frac{lPv^2}{S} = n' \frac{L'P'v'^2}{S'} \text{ et } v'^2 = v^2 \frac{S^2}{S'^2};$$

$$\text{d'où } l = \frac{n' S^2}{n P} \left( \frac{L' P'}{S'^2} \right).$$

Donc, quand on a une série de galeries de sections différentes, qui se suivent et qui livrent passage au même courant, on peut

substituer à cette succession de conduits de formes et de sections variées, un conduit unique, de section et de périmètre différents des autres, mais uniforme dans toute sa longueur; ce conduit unique livrant passage à la même quantité d'air que la série des conduits qu'il remplace, présentera exactement la même résistance que ceux-ci. Il sera donc possible, en portant son attention sur la longueur de conduit qui remplace la longueur de chacun des autres conduits, d'apprécier la part de la dépression totale qui revient à chacun de ceux-ci et, dans les diverses hypothèses qu'il pourra être utile à faire sur l'énergie de la ventilation, ramener les calculs à leur plus grande simplicité.

APPLICATION (fig. 5). Supposons une exploitation composée d'un puits A de 400<sup>m</sup> de profondeur par lequel l'air descend, d'un bouveau AB de 200<sup>m</sup>, d'une costresse BI de 300<sup>m</sup>, d'une série de tailles IK présentant un développement de 150<sup>m</sup>, d'une ancienne costresse KN à un étage supérieur, servant de retour d'air, d'une portion de bouveau NGH au même étage et d'un puits de sortie de l'air, H, ayant 350 mètres de profondeur. La même valeur de  $\pi$  sera supposée applicable à tout le parcours.

Toutes les parties de ce parcours doivent être remplacées par une galerie unique ayant même section et même périmètre que le bouveau AB, que nous adoptons comme type, et qui a 2<sup>m</sup> de hauteur sur 2<sup>m</sup> de largeur, ce qui donne  $S = 4$ ;  $P = 8$  et  $\frac{S^3}{P} =$

$$\frac{64}{8} = 8.$$

La longueur  $l$  de bouveau équivalente à chacune des parties du parcours, sera donc donnée par l'expression

$$l = 8 \frac{L' P'}{S'^3}.$$

Nous avons rassemblé, dans le tableau suivant, les longueurs correspondantes aux valeurs de  $L'$ ,  $P'$  et  $S'$  attribuées à chacune des parties du parcours général.

Parties du parcours général.	Longueur L', périmètre P' et section S' attribués à chaque partie du parcours général.	Longueurs de bouveau équivalentes à chacune des parties du parcours général et déterminées par l'expression $L = 8 \frac{L' P'}{S'^2}$ .
Puits A.	Diam. 3 <sup>m</sup> . L'=400 <sup>m</sup> ; P'=9,424; S'=7 <sup>m²</sup> ,068	83 <sup>m</sup>
Bouveau A B.	C'est la galerie type.	200 <sup>m</sup>
Costresse BI.	L'=300; P'=5 <sup>m</sup> ,9; S'=2 <sup>m²</sup> ,125	1475 <sup>m</sup>
Chantier IK.	L'=150; P'=4,60 moyen S'=1 <sup>m²</sup> ,20 en moyenne	3136 <sup>m</sup>
Costresse KN.	L'=250 <sup>m</sup> ; P'=4 <sup>m</sup> ,80; S'=1 <sup>m²</sup> ,30	4569 <sup>m</sup>
Bouveau et bout de galerie NGH.	L'=135 <sup>m</sup> ; P'=4,8; S'=1 <sup>m²</sup> ,40	1968 <sup>m</sup>
Puits H de 3 <sup>m</sup> de diamètre.	L'=350 <sup>m</sup> ; P'=9,424; S'=7 <sup>m²</sup> ,068	75 <sup>m</sup>
Total 11308 <sup>m</sup>		

Ainsi ce parcours total de section variable équivaut, au point de vue de la résistance qu'il offre au mouvement de l'air, à une galerie de 11308<sup>m</sup> de longueur et de 2<sup>m</sup> de hauteur sur 2<sup>m</sup> de largeur.

Pour faire passer dans cette exploitation, 10 mètres cubes d'air par seconde, dans l'hypothèse où aucune parcelle de cet air ne se perdrait dans les remblais qui longent certaines galeries, il faudrait créer une dépression totale H donnée par la formule

$$H = n \frac{L P V^2}{S}$$

Pour l'ensemble d'une exploitation, nous avons vu que l'on pouvait adopter  $n = 0,0018$ , sans s'écarter trop de la vérité ; on a alors :

$$\text{la vitesse } V = \frac{10^{m^3}}{4^{m^2}} = 2^m,50 ; P = 8^m ; S = 4^m \text{ et } L = 11308^m.$$

Ces valeurs substituées aux lettres qui les représentent dans l'équation ci-dessus, donnent, pour valeur approximative de la dépression,

$$H = 254,44 \text{ millimètres d'eau.}$$

Cette dépression comprend celle qui est due aux causes naturelles et celle qui devrait être produite au sommet du puits de sortie par un appareil mécanique quelconque.

Si la dépression naturelle était de  $30^{\text{mm}}$ , la dépression qu'il faudrait créer mécaniquement, serait de  $224^{\text{mm}},44$ , mais dans les applications, les 10 mètres cubes d'air pourraient entrer dans la mine et en sortir à l'aide d'une dépression mécanique bien moindre, parce qu'ils ne passeraient pas intégralement dans les tailles et qu'une partie se rendrait directement de la costresse inférieure dans la costresse supérieure, ce qui diminuerait considérablement la résistance, comme nous le verrons plus loin.



### EFFETS DE LA DIVISION DES COURANTS.

Les effets de la division des courants sur la résistance que les travaux souterrains opposent au mouvement de l'air, peuvent être analysés à l'aide de quelques principes que nous allons exposer.

*Lorsqu'en un point de son parcours, un courant se divise en deux ou en un plus grand nombre de branches qui vont ensuite se réunir en un autre point pour reconstituer le courant primitif, le volume total d'air qui formait celui-ci se partage entre les diverses branches, en quantités telles, qu'entre le point de division du courant général et le point de réunion des courants partiels, la dépression correspondante au mouvement du volume d'air qui constitue chacun de ceux-ci, soit la même.*

Le même principe est applicable aux subdivisions des courants partiels.

En effet, au point de division d'un courant, il existe une certaine tension de l'air, et au point de réunion des subdivisions de ce courant, une autre tension plus faible que la première, si ces courants sont horizontaux. Or, la différence des tensions aux deux extrémités d'un conduit, mesure exactement la résistance que l'air a éprouvée dans le parcours de ce conduit, et cette différence des tensions est la même pour tous les conduits isolés

qui partent du point de division du courant principal et qui aboutissent au point de réunion des courants partiels ; il en résulte évidemment que tous ces courants partiels ont éprouvé la même résistance dans les conduits différents qu'ils ont parcourus.

Les mêmes considérations s'appliquent aux subdivisions des courants secondaires, de sorte que si, dans une mine quelconque, on part d'un point quelconque d'une galerie d'arrivée de l'air et que l'on se rende de là en un point quelconque d'une galerie de retour de cet air vers le puits d'aérage, quel que soit le chemin suivi dans l'intérieur des travaux pour passer du premier de ces points, au second, l'état de la mine demeurant constant, la résistance que l'air a éprouvée en parcourant le chemin que l'on a suivi, est toujours la même.

Cette loi, qui est très importante, régit non-seulement les courants dont la marche est assignée par des galeries spéciales, mais encore ces mille courants partiels qui se produisent dans les mines à travers les remblais qui longent certaines galeries et à travers les fermetures incomplètes des galeries de communication entre les puits d'entrée et de sortie de l'air, ou entre les galeries principales ; ces courants partiels se rendent vers la galerie générale de retour d'air pour aller, par le plus court chemin, reformer le courant principal.

Les pertes d'air, par les conduits extrêmement petits et en nombre infini que nous venons d'indiquer, diminuent dans une proportion considérable, la quantité d'air qui traverse les chantiers de travail, ainsi que la dépression correspondante au courant qui balaie ces chantiers, et il en résulte une diminution notable dans un grand nombre de ces dépressions successives dont la somme représente la dépression totale à laquelle est due la ventilation générale d'une mine.

Lorsque les subdivisions d'un courant général, depuis le point de partage de ce courant jusqu'au point où il se reconstitue, se dirigent de bas en haut au lieu de rester dans un plan horizontal, la tension de l'air au point de réunion supérieur peut être beaucoup plus faible qu'elle ne semblerait devoir l'être d'après la résistance que le courant a éprouvée depuis le point de division jusqu'à ce point de réunion ; mais cela tient à



l'influence de la pression atmosphérique qui est plus grande au point de division des courants qu'à leur point de réunion situé à un niveau plus élevé, de sorte que la tension à ce point de division doit faire équilibre : 1° à la tension au point de réunion ; 2° à la différence des tensions atmosphériques au point de division et au point de réunion, en supposant ces tensions mesurées dans l'air en repos ; 3° à la résistance que les galeries ont opposée au mouvement de l'air entre les deux points que nous venons d'indiquer.

Si les courants se dirigeaient de haut en bas, c'est le phénomène contraire qui se produirait, et ces courants pourraient se diriger d'un point où existe une certaine tension vers un autre point où règne une tension plus élevée, ce qui semble contraire aux lois de l'hydrodynamique. Mais cela tient encore au rôle que joue la pression atmosphérique ; la tension de l'air au point le plus élevé des courants, s'ajoute à l'action de la pesanteur sur la masse d'air comprise entre le point le plus élevé et le point le plus bas où existe une tension plus grande, et la somme de ces pressions l'emporte sur la tension inférieure de toute la quantité nécessaire pour vaincre la résistance au mouvement de l'air entre les deux points.

Il est facile de comprendre, d'après ces considérations, que si les orifices des puits d'entrée et de sortie de l'air dans une mine, sont au même niveau, les mouvements de haut en bas et de bas en haut de tous les courants qui traversent la mine, se compensent exactement et que la résistance totale qu'ils rencontrent, est exactement la même que s'ils étaient tous ramenés dans un même plan horizontal sans que leurs sections ni leurs longueurs fussent modifiées. Dans cette dernière disposition des courants, leur augmentation de température ne se traduirait plus en cause de mouvement, mais c'est toujours la même dépression totale qui entretiendrait la même ventilation, et elle devrait être produite, tout entière, artificiellement.

Lorsque, dans une mine dont l'état intérieur est constant, la dépression totale vient à changer par suite de modifications dans la dépression due aux causes naturelles ou aux causes artificielles, ou aux deux causes réunies, le volume d'air qui traverse la mine subit des changements correspondants. Comme

tous les courants tantôt confondus, tantôt isolés, qui passent de l'orifice du puits d'entrée à l'orifice du puits de sortie, doivent toujours avoir rencontré la même résistance dans tous leurs parcours, de quelque volume d'air que chacun ait été composé, il est clair que toutes les résistances égales inhérentes à chacun des courants, resteront égales quand les vitesses de chacun d'eux, croîtront proportionnellement ; ainsi, en doublant la vitesse de tous les courants partiels d'une mine, on quadruple la dépression nécessaire pour entretenir ce nouvel état et toutes les résistances au mouvement des courants partiels sont quadruplées, mais elles restent égales entr'elles puisqu'elles étaient égales avant l'augmentation de vitesse ou de volume débité. On peut tirer de là la conséquence suivante, en observant que les dépressions totales varient comme les carrés des vitesses ou des volumes d'air débités :

*Toutes les fois que la dépression totale, en vertu de laquelle se produit la ventilation d'une mine, change, le volume d'air qui traverse la mine subit des variations qui sont proportionnelles aux racines carrées des valeurs successives de la dépression totale, et le volume d'air qui constitue chacun des courants souterrains, quel qu'en soit le nombre, subit exactement les mêmes variations que le volume d'air total qui traverse cette mine.*

Cette loi s'applique même à ces courants si nombreux et de si faibles sections qui traversent les remblais.

Lorsque l'on veut modifier le rapport qui existe entre les quantités d'air qui traversent certaines galeries, il faut augmenter la résistance au mouvement de l'air dans les unes, en diminuant leur section sur tout ou partie de leur longueur, ou diminuer la résistance au mouvement de l'air dans les autres, en les élargissant sur toute leur longueur ou, au moins, sur une notable partie de cette longueur, car une augmentation de section sur une faible partie d'un courant ne peut avoir qu'une très faible influence sur la résistance à son mouvement.

Dans la pratique, on procède plus souvent par voie d'obstruction de certains conduits que par voie d'élargissement de ceux dans lesquels on veut appeler un plus grand volume d'air ; mais, comme nous le verrons plus loin, cette méthode conduit à un accroissement général de la dépression totale nécessaire pour faire passer dans la mine un volume d'air déterminé,

tandis que l'autre méthode produirait un abaissement général de cette dépression totale ; malheureusement celle-ci est d'une application plus coûteuse et moins prompte, aussi il est rare qu'on y ait recours.

A l'aide des principes exposés ci-dessus, il sera facile d'apprécier les effets de la division des courants dans une circonstance quelconque donnée.

Nous reprendrons le cas d'exploitation que nous avons admis dans la dernière application numérique (fig. 5), et nous supposerons que le biseau A B prolongé de  $BC = 30^m$  aille rencontrer une seconde couche dans laquelle on a pratiqué une costresse C D de  $100^m$  de longueur et une série de tailles D E de  $150^m$  de développement, aboutissant à une costresse supérieure E F d'une longueur de  $60^m$ , versant l'air dans le biseau supérieur F G, à une distance F N du point qui reçoit l'air de la première exploitation, égale à  $32^m$ .

Le volume d'air qui devra entrer dans la mine pour le service des deux exploitations, sera toujours supposé de 10 mètres cubes par seconde.

En évaluant toutes les longueurs des conduits appartenant exclusivement à la deuxième exploitation, en longueurs du biseau type A B, comme dans la première application, nous trouvons les résultats suivants pour les dimensions de ces conduits inscrites dans la deuxième colonne du tableau :

Désignation des diverses parties de la 2 <sup>me</sup> exploitation.	Longueur L', périmètre P' et section S' attribués à chaque partie de la 2 <sup>me</sup> exploitation.	Longueurs de biseau type équivalentes à chaque partie. $l = 8 \frac{L' P'}{S'}$ .
Biseau BC.	$L' = 30^m$ ; $P' = 7^m$ ; $S' = 3^m 2,00$	62 m
Costresse CD.	$L' = 100^m$ ; $P' = 5^m 20$ ; $S' = 1^m 2,60$	1016 m
Tailles ED.	$L' = 150^m$ ; $P' = 4,60$ ; $S' = 1^m 2,20$	3136 m
Costresse supérieure E F.	$L' = 60^m$ ; $P' = 4^m 80$ ; $S' = 1^m 2,30$	1049 m
Bout de biseau F N.	$L' = 32^m$ ; $P' = 5^m 00$ ; $S' = 1^m 2,40$	466 m
Total		5729 m

Ainsi l'ensemble des deux exploitations, après réduction de tous les conduits au type commun de 4<sup>m²</sup> de section et de 8<sup>m</sup> de périmètre, se trouve ramené à

2328<sup>m</sup> de conduits communs aux deux exploitations et comprenant les deux puits, le bouveau inférieur AB et la partie N G H du bouveau supérieur servant de retour d'air avec le petit bout de galerie G H de même section.

8980<sup>m</sup> de conduits appartenant à la première exploitation et représentés dans la figure par B I K N.

5729<sup>m</sup> de conduits appartenant à la deuxième exploitation et représentés dans la figure par B C D E F N.

La longueur de 2328<sup>m</sup> est traversée par la totalité des 10 mètres cubes d'air dont la vitesse, pour une section de 4<sup>m²</sup>, est de  $\frac{10}{4} = 2^m,50$ .

Soient  $v$  la vitesse dans le parcours de 8980<sup>m</sup>,

$v'$  la vitesse dans le parcours de 5729<sup>m</sup>.

D'après les observations qui précèdent, la résistance au mouvement de l'air, dans ces deux parcours isolés qui se réunissent en N et qui se divisent en B, doit être la même, ce qui donne :

$$n \frac{8980^m \cdot 8^m}{4^{m^2}} v^2 = n \frac{5729^m \cdot 8^m}{4^{m^2}} v'^2 ; \text{ d'où } 8980 \cdot v^2 = 5729 \cdot v'^2$$

$$\text{et } 94,76 \cdot v = 75,69 \cdot v'.$$

Mais  $v'S = 10^{m^3} - v S$ , d'où  $v' = \frac{10}{4} - v = 2^m,50 - v$ , ce qui donne :

$$94,76 \cdot v = 75,69 (2,50 - v)$$

$$\text{et } v = 1^m,104.$$

Le volume d'air qui passera dans la première exploitation, sera donc de

$$1^m,104 \cdot 4^{m^2} = 4^{m^2},416,$$

et celui qui passera dans la seconde, de  $10^{m^3} - 4^{m^2},416 = 5,584$  mètres cubes, dans l'hypothèse où aucune parcelle d'air ne s'écarterait des parcours assignés. Quant à la dépression totale qui sera nécessaire pour faire passer dans les deux exploitations les 10 mètres cubes donnés, elle sera égale à la dépression correspondante aux 2328<sup>m</sup> de galeries communes aux deux cou-

rants, plus la dépression correspondante à l'un ou à l'autre de ces courants dans leur parcours isolé.

La vitesse de l'air dans les galeries communes, est de 2<sup>m</sup>,50, et dans le parcours isolé de 8980<sup>m</sup> de longueur, elle est de 1<sup>m</sup>,104, ce qui donnera la dépression totale suivante :

$$0,0018 \frac{2328.8}{4} (2,50)^2 + 0,0018 \frac{8980^m.8}{4} (1,104)^2 =$$

$$52,37 + 39,44 = 91^{mm},81 \text{ d'eau.}$$

La dépression totale nécessaire pour faire passer 10 mètres cubes d'air dans cette mine, lorsqu'elle n'avait qu'une seule exploitation, était de 254,44 millimètres d'eau, de sorte que la division du courant souterrain a fait baisser la dépression de 254,44 — 91,81 = 162,63 millimètres.

Dans la dépression totale de 91,81 millimètres, la dépression due à l'action des causes naturelles, entrera pour une part variable suivant les saisons et, pour obtenir toujours le même volume d'air, la dépression mécanique devra augmenter ou diminuer exactement de la quantité dont s'abaissera ou s'élèvera la dépression naturelle.

Ces résultats n'ont été obtenus que dans l'hypothèse où la totalité des 10 mètres cubes d'air traverseraient les deux chantiers d'exploitation, mais dans l'application, les choses ne se passent pas ainsi. L'air qui entre dans les costresses inférieures passe, en partie, dans les costresses supérieures en traversant les remblais situés entre les deux costresses, dans le plan des couches, et qui proviennent des parties de ces couches exploitées antérieurement; il en résulte que les tailles ne seraient pas balayées par les volumes d'air que nous avons trouvés ci-dessus, et qu'une partie de ceux-ci irait directement et par le plus court chemin qu'elle pourrait se frayer, vers le nouveau supérieur de retour d'air. Cette partie est variable, suivant que les remblais ont été faits avec plus ou moins de soin et qu'ils sont plus ou moins comprimés par le terrain supérieur, mais dans beaucoup d'exploitations, il n'arrive ainsi aux tailles que le tiers, le quart et souvent une partie plus faible encore, de l'air qui leur était destiné. Cette diminution dans le volume d'air qui atteint les conduits les plus éloignés, dans la plupart des exploitations, engendre une diminution correspondante dans

la dépression inhérente à ces conduits et, par suite, un abaissement plus ou moins considérable de la dépression totale nécessaire pour faire pénétrer dans les mines un volume d'air déterminé. Nous allons faire, sur l'importance de ces fuites dont le chiffre ne peut être déterminé à priori, une hypothèse qui se réalise souvent dans la pratique, puis nous chercherons l'influence de ce nouvel élément de variation sur la dépression totale.

Nous supposerons que dans les deux exploitations que nous avons adoptées ci-dessus pour exemple, le volume d'air qui pénètre dans la costresse inférieure de la première exploitation, se trouve réduit au quart dans les tailles auxquelles cette costresse aboutit, et que les filets d'air qui partent de la même costresse pour se rendre directement dans la costresse supérieure de retour d'air, sont tellement répartis que les dépressions correspondantes à ces deux costresses soient les mêmes que si elles étaient traversées d'un bout à l'autre par la moyenne des quantités d'air qui passent par chacune de leurs extrémités.

Nous ferons la même hypothèse sur la deuxième exploitation, mais comme elle est plus rapprochée du grand bouveau que l'autre, nous réduirons à deux tiers la perte d'air dans la costresse inférieure de cette exploitation.

Nous aurons encore ici, comme dans l'exemple précédent, les 2328<sup>m</sup> de parcours commun depuis l'entrée de la mine jusqu'à la costresse de la première exploitation et depuis la costresse de retour d'air de cette exploitation jusqu'à la sortie de la mine, et comme la vitesse dans ce parcours commun sera de 2<sup>m</sup>,50 comme précédemment, la dépression correspondante à cette partie du parcours général dans laquelle il n'y a point de pertes d'air, restera de

52,37 millimètres d'eau, comme précédemment.

Il faut maintenant déterminer les quantités d'air qui constitueront les deux courants isolés B I K N et C D E F N (fig. 5), en tenant compte des pertes entre les deux costresses B I et K N d'une part et, d'autre part, entre les deux costresses C D et F E, pertes dont nous avons ci-dessus assigné la loi de convention.

Soient:  $v$  la vitesse du courant à l'entrée de la costresse BI,  
 $v'$  id. id. CD.

Pour la première exploitation, nous aurons pour vitesses dans les trois conduits qui composent ce circuit :

1°. Dans la costresse BI de 1475<sup>m</sup> de longueur, rapportée à la

section type,  $\frac{v + \frac{v}{4}}{2} = \frac{5}{8} v$ .

2°. Dans la série de tailles IK de 3136<sup>m</sup> de longueur, rapportée à

la section type,  $\frac{v}{4}$ .

3°. Dans la costresse de retour d'air K N de 4369<sup>m</sup> de longueur,

rapportée à la section type,  $\frac{v + \frac{v}{4}}{2} = \frac{5}{8} v$ .

La dépression correspondante à ce parcours, sera donc :

$$n \frac{1475^m \cdot 8^m}{4^m} \left( \frac{5}{8} v \right)^2 + n \frac{3136 \cdot 8}{4} \left( \frac{v}{4} \right)^2 + n \frac{4369 \cdot 8}{4} \left( \frac{5}{8} v \right)^2$$

ou plus simplement :

$$n \cdot 1152 \cdot v^2 + n \cdot 390 \cdot v^2 + n \cdot 3414 \cdot v^2 = n \cdot 4956 \cdot v^2. \quad (X)$$

Pour la deuxième exploitation, les vitesses dans les conduits successifs, seront :

1°. Dans le bout de bouveau BC de 62<sup>m</sup> de longueur, rapportée à la section type,  $v'$  ;

2°. Dans la costresse CD, de 1016<sup>m</sup> de longueur rapportée à la

section type,  $\frac{v' + \frac{v'}{3}}{2} = \frac{2}{3} v'$  ;

3°. Dans la série de tailles DE, de 3136<sup>m</sup> de longueur, rapportée

à la section type,  $\frac{v'}{3}$  ;

4°. Dans la costresse supérieure servant de retour d'air, EF, de 1049<sup>m</sup> de longueur, rapportée à la section type,

$$\frac{v' + \frac{v'}{3}}{2} = \frac{2}{3} v' ;$$

5°. Dans la partie F N du bouveau supérieur, de 466<sup>m</sup> de longueur, rapportée à la section type,  $v'$ .

La dépression correspondante à ce parcours, sera :

$$n \frac{62.8}{4} v'^2 + n \frac{1016.8}{4} \left( \frac{2v'}{3} \right)^2 + n \frac{3136.8}{4} \left( \frac{v'}{3} \right)^2 + \\ n \frac{1049.8}{4} \left( \frac{2}{3} v' \right)^2 + n \frac{466.8}{4} v'^2,$$

ou, sous une forme plus simple,

$$n. 124 v'^2 + n. 902. v'^2 + n. 696. v'^2 + n. 934. v'^2 + n. 932. v'^2 = \\ n. 3588. v'^2.$$

Les dépressions correspondantes aux deux exploitations devant être les mêmes, il vient :

$$n. 4956. v^2 = 3588. v'^2 n; \text{ d'où } 70,39. v = 59,80. v'. \quad (Z)$$

Mais  $vS + v'S = 10^{m^3}$ , et  $S$  section type =  $4^{m^2}$ ;

d'où  $v' = 2^{m} 50 - v$ .

Cette valeur substituée dans l'équation (Z), donne

$$v = 1^m, 14,$$

et, pour la première exploitation, un volume d'air de

$$1^m, 14. 4^{m^2} = 4^{m^3}, 56.$$

La deuxième exploitation recevrait donc  $10 - 4,56 = 5,44$  mètres cubes.

Dans les tailles de la première exploitation, il passerait un volume d'air de  $\frac{4^{m^3}, 56}{4} = 1^{m^3}, 14$  par seconde, d'après l'hypothèse adoptée, et dans les tailles de la seconde exploitation, un volume de  $\frac{5,44}{3} = 1,81$  mètres cubes.

Quant à la dépression correspondante aux deux courants isolés, elle sera fournie par l'un ou l'autre des courants ; choisissons celui qui traverse la première exploitation.

Cette dépression, d'après l'expression (X), sera :

$$0,0018. 4956 (1,14)^2 = 11,57 \text{ millimètres d'eau,}$$

tandis que nous avons trouvé 39,44 millimètres pour ces courants, dans l'hypothèse où il ne se serait point perdu d'air à travers les remblais.



Dans la dernière hypothèse, la dépression totale nécessaire pour ventiler la mine, dans les conditions adoptées, serait donc de

$$52,37 + 11,57 = 63.94 \text{ millimètres d'eau,}$$

sur lesquels une vingtaine de millimètres pourraient être fournis par l'action des causes naturelles, dans certaines conditions de température extérieure, ce qui réduirait à 43 ou 44 millimètres la dépression mécanique à produire au sommet du puits d'aérage.

On voit, d'après cela, combien la division des courants et les fuites à travers les remblais ou par des portes de distribution d'air mal fermées, ont d'influence sur la dépression à produire pour faire passer dans une mine un volume d'air déterminé, lorsque les puits et les galeries principales dans lesquels se réunissent toutes les divisions et subdivisions des courants, ont une grande section et ne sont obstrués par aucune espèce d'obstacles.

Ces fuites à travers les remblais, le long des costresses, deviennent parfois si considérables que les tailles ne reçoivent plus assez d'air et l'on a été obligé, dans quelques circonstances, de fermer certaines costresses à leur entrée, par des portes qui s'ouvrent pour le passage des trains, des hommes et des chevaux, et de percer en pleine roche, parallèlement à ces costresses, des galeries conduisant directement l'air aux tailles et ne le laissant plus s'échapper sur toute leur longueur.

Nous allons supposer maintenant que, dans la même mine, on ait créé une troisième exploitation *Czoxy F* disposée comme les premières et versant son air dans le même bouveau supérieur. Nous admettrons que le développement de ce troisième courant isolé, après avoir ramené toutes les sections de ses diverses parties, à la section type, soit de  $12000^m$ ; que pas une parcelle d'air, dans les trois exploitations, ne se perde dans les remblais; que le volume total d'air qui traverse la mine, soit toujours de 10 mètres cubes, et nous chercherons le volume d'air qui balayerait chaque exploitation dans cette hypothèse.

Le parcours commun aux trois exploitations reste égal à  $2328^m$  comme précédemment; mais les parties *F N* =  $466^m$  et

BC = 62<sup>m</sup> des boueaux supérieur et inférieur livrent passage aux volumes d'air des deux dernières exploitations.

Soient:  $v$  la vitesse d'entrée de l'air dans la costresse d'introduction dans la première exploitation,

$v'$  la vitesse d'entrée dans la costresse de la deuxième exploitation,

$v''$  la vitesse d'entrée dans la costresse de la troisième exploitation,

$v'''$  la vitesse dans les galeries FN et BC qui livrent passage à l'air qui doit assainir les deux dernières exploitations,

$l$  la longueur du parcours isolé de la 1<sup>re</sup> exploitation, BIKN = 8980<sup>m</sup>,

$l'$  la longueur du parcours isolé de la 2<sup>e</sup> exploitation, CDEF = 5729<sup>m</sup> — 62<sup>m</sup> — 466<sup>m</sup> = 5201<sup>m</sup>,

$l''$  la longueur du parcours isolé de la 3<sup>me</sup> exploitation, CzoxyF = 12000<sup>m</sup>,

$l'''$  la longueur des 2 bouts de boueaux FN + BC = 528<sup>m</sup> qui reçoivent l'air des deux dernières exploitations.

Il viendra, d'après le principe d'égale résistance de tous les parcours :

$$n \frac{l \cdot S}{4} v^2 = n \frac{l' \cdot S}{4} v'^2 + n \frac{l''' \cdot S}{4} v'''^2, \text{ ou } l v^2 = l' v'^2 + l''' v'''^2; \text{ (M)}$$

$$\text{puis } n \frac{l' \cdot S}{4} v'^2 = n \frac{l'' \cdot S}{4} v''^2, \text{ ou } l' v'^2 = l'' v''^2.$$

$$\text{On tire de la seconde équation : } v'^2 = v''^2 \frac{l''}{l'} \text{ et } v' = v'' \sqrt{\frac{l''}{l'}}.$$

Si l'on représente par  $V$  le volume total d'air de 10 mètres cubes, et par  $S$  la section type = 4<sup>m2</sup>, on aura, d'autre part :

$$v \cdot S + v''' S = V; \text{ d'où } v''' = \frac{V - vS}{S}$$

$$\text{et } v'''^2 = \frac{V^2 - 2 V v S + v^2 S^2}{S^2}.$$

Enfin, on peut encore poser l'équation  $vS + v'S + v''S = V$ ,

$$\text{d'où : } v'' = \frac{V}{S} - v - v' = \frac{V}{S} - v - v'' \sqrt{\frac{l''}{l'}};$$

on tire de là:  $v'' = \frac{V - vS}{S \left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)}$  et  $v'^2 = \frac{V^2 - 2VvS + v^2S^2}{S^2 \left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)^2}$ .

En portant cette valeur de  $v'^2$  dans l'expression  $v'^2 = v'^2 \frac{l''}{l'}$ , il vient :

$$v'^2 = \frac{l''}{l'S^2} \left[ \frac{V^2 - 2VvS + v^2S^2}{\left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)^2} \right].$$

L'équation (M) devient alors, en y remplaçant  $v'^2$  et  $v'^2$  par leurs valeurs fonctions de V et de v,

$$lv^2 = \frac{l''}{S^2} \left( \frac{V^2 - 2VvS + v^2S^2}{\left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)^2} \right) + \frac{l'''}{S^2} (V^2 - 2VvS + v^2S^2)$$

$$\text{et } lv^2 = (V^2 - 2VvS + v^2S^2) \left[ \frac{l''}{\left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)^2} + l''' \right] \frac{1}{S^2}.$$

En représentant par A le facteur  $\frac{1}{S^2} \left[ \frac{l''}{\left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)^2} + l''' \right]$ ,

l'équation devient

$$lv^2 = A V^2 - 2 A V v S + A v^2 S^2;$$

et en résolvant cette équation relativement à v, il vient:

$$v = - \frac{A V S}{l - A S^2} + \sqrt{\frac{A V^2}{l - A S^2} + \left( \frac{A V S}{l - A S^2} \right)^2}.$$

Appliquons maintenant ces valeurs générales de A et de v à la solution du problème que nous avons voulu résoudre.

Les données numériques rappelées ci-dessus, sont:

$$S = 4^{\text{m}^2}; V = 10 \text{ mètres cubes}; l = 8980^{\text{m}}; l' = 5201^{\text{m}};$$

$$l'' = 12000^{\text{m}}; l''' = 528^{\text{m}}.$$

On a d'abord :

$$A = \frac{1}{S^2} \left[ \frac{l''}{\left(1 + \sqrt{\frac{l''}{l'}}\right)^2} + l''' \right] =$$

$$\frac{1}{16} \left[ \frac{12000}{\left(1 + \sqrt{\frac{12000}{5201}}\right)^2} + 528 \right] = 151,4;$$

$$\text{puis } v = -\frac{151,4 \cdot 10,4}{8980 - 16 \cdot 151,4} + \sqrt{\frac{151,4 \cdot 100}{8980 - 16 \cdot 151,4} + \left(\frac{151,4 \cdot 10,4}{8980 - 16 \cdot 151,4}\right)^2}$$

$$= 0^m,855.$$

Le volume d'air qui passera dans la première exploitation, sera donc de  $0^m855 \cdot 4^m3 = 3,420$  mètres cubes, et il restera pour les deux autres exploitations  $10^m3 - 3^m3,42 = 6,58$  mètres cubes.

Le partage de ces  $6^m58$  entre les deux autres exploitations, dont l'une a un développement  $l' = 5201^m$ , et l'autre un développement  $l'' = 12000^m$ , se fera par la méthode que nous avons employée précédemment :

$$n \frac{5201 \cdot 8}{4} v'^2 = n \frac{12000 \cdot 8}{4} v''^2 ; \text{ d'où } 5201 \cdot v'^2 = 12000 \cdot v''^2$$

$$\text{et } 72,12 \cdot v' = 109,5 \cdot v''.$$

$$\text{D'autre part, } v' S + v'' S = 6^m58 ; \text{ d'où } v'' = \frac{6,58}{4} - v' =$$

$$1,645 - v'.$$

Il viendra alors :

$$72,12 v' = 109,5 (1,645 - v') ;$$

$$\text{d'où } v' = \frac{180,13}{181,62} = 0^m,99.$$

Il passera donc dans la seconde exploitation qui est la moins développée,  $0^m,99 \cdot 4^m3 = 3,96$  mètres cubes, et dans la troisième  $6,58 - 3,96 = 2,62$  mètres cubes.

Quant à la dépression correspondante à chacun des trois courants, elle sera donnée par l'un quelconque d'entr'eux ; choisissons celui qui traverse la première exploitation ; cette dépression sera :

$$0,0018 \frac{8980 \cdot 8}{4} (0^m,855)^2 = 23,63 \text{ millimètres d'eau.}$$

Cette dépression, ajoutée aux  $52,37$  millimètres qui correspondent à la réunion des trois courants dans la partie des conduits qu'ils traversent ensemble, constituera une dépression totale de  $76,00$  millimètres d'eau.

Dans cette application, on pourrait tenir compte des fuites à travers les remblais des trois exploitations, par la méthode que nous avons appliquée à deux exploitations, en évaluant en fonction de la vitesse d'arrivée de l'air dans la costresse d'entrée

de chaque exploitation, la résistance au mouvement de l'air dans chacune des galeries de cette exploitation, après déduction du volume d'air qui a traversé les remblais et qui ne passe pas dans cette galerie. Comme dans le premier exemple, il faudrait adopter une hypothèse sur la valeur absolue et sur la répartition de ces pertes sur tout le parcours.

Le calcul de la dépression, dans ce cas, est plus long que lorsqu'on admet qu'il n'y aura point de pertes, mais il n'offre aucune difficulté spéciale et il conduit toujours à une dépression beaucoup plus faible et plus exacte, pratiquement, que celle qui correspond à l'hypothèse d'absence de pertes, qui n'est jamais effectivement réalisée.

On peut encore tirer de cette application et de celles qui précèdent, une conséquence importante. Nous avons vu que la division des courants pouvait produire un abaissement considérable de la dépression, mais elle est sans influence sur la partie de cette dépression qui correspond au mouvement de l'air dans les puits et galeries qui sont traversés par ces courants réunis ; il convient donc de donner à tous ces derniers conduits, la plus grande section et le plus de régularité que possible, afin d'amoindrir la part de dépression qui leur incombe et dont ils seraient l'origine pendant toute la durée de l'exploitation. Dans le même but, il convient de n'employer pour puits d'entrée et de sortie de l'air, que des puits débarrassés de toute installation encombrante, au moins toutes les fois que c'est possible.

Dans toutes ces applications, nous avons admis que les différentes galeries constituant l'ensemble d'une mine, demeuraient entièrement libres de tout obstacle spécial au mouvement de l'air, et que la distribution de cet air dans les divers conduits et chantiers d'exploitation se faisait suivant la loi correspondante à la longueur, au périmètre et à la section de chacun de ces conduits de circulation ; mais, dans la pratique, ce mode de distribution ne fournit pas toujours à chacun des chantiers de travail, un volume d'air proportionné à ses besoins. Dans ce cas, on règle artificiellement la distribution du volume d'air disponible et, quand un chantier qui présente plus de résistance

au mouvement du fluide, ne reçoit pas la quantité d'air qui lui est nécessaire, tandis qu'un autre en reçoit plus que ses besoins n'en exigent, on crée artificiellement des résistances au mouvement vers ce dernier, jusqu'à ce que la résistance totale qu'il présente devienne égale à la résistance que présentera le premier lorsqu'il recevra tout l'air dont il a besoin. Ces résistances se créent de diverses façons et souvent en fermant certaines galeries par des portes percées d'ouvertures que l'on règle avec une trappe mobile, ou avec des toiles mises en travers dans ces galeries.

L'application de ce procédé de distribution de l'air entre tous les travaux d'une exploitation, conduit nécessairement à porter toutes les résistances inhérentes aux divers courants qui circulent dans cette exploitation, jusqu'à la limite à laquelle chacune d'elles deviendra égale à la résistance du courant le plus difficile à maintenir en mouvement, lorsque le volume d'air qui le compose est devenu suffisant pour les travaux qu'il doit assainir. La dépression générale s'en trouve ordinairement très augmentée, lorsque l'on veut continuer à envoyer la même quantité d'air dans la mine et l'on ne retire plus, au point de vue de cette dépression totale qu'il faut créer à l'orifice du puits d'aérage, aucun bénéfice de la plus grande facilité de ventilation que pourraient offrir certains chantiers d'exploitation; cette dépression totale devient la même que si tous les sièges d'exploitation présentaient la même résistance au mouvement de l'air, que le siège le plus difficile à ventiler, lorsqu'il reçoit la quantité d'air qui lui est nécessaire.

Les travaux qui, dans nos mines, présentent généralement le maximum de résistance au mouvement de l'air, sont ceux qui portent le nom de montages, de vallées ou descenderies, et les percements de galeries formant cul de sac jusqu'à ce qu'elles soient mises en communication, par leur extrémité, avec d'autres galeries conduisant l'air vers le puits de sortie.

Les montages et les vallées sont des galeries qui partent des costresses ou voies de niveau pratiquées dans les couches que l'on veut exploiter, et qui se percent dans les mêmes couches et suivant leur inclinaison, les premiers, de bas en haut, les seconds de haut en bas, et forment cul de sac jusqu'à ce qu'ils

ailent rejoindre une galerie de retour d'air. Lorsque ces montages ou vallées dans le plan des couches, se percent sous une grande largeur, par exemple 8 à 10<sup>m</sup>, on barre la costresse au milieu de l'espace correspondant à cette largeur, à l'aide de plusieurs portes, et l'on continue ce barrage dans la galerie montante ou descendante par un remblai qui se forme à mesure que l'on avance et qui la partage ainsi en deux galeries qui sont en communication par l'extrémité la plus éloignée de la costresse et qui, du côté de celle-ci, communiquent, l'une avec l'aval et l'autre avec l'amont des portes. De cette façon, l'air qui arrive par la costresse est arrêté par les portes et se trouve obligé de monter ou de descendre par la galerie d'amont du montage ou de la vallée, de balayer le front de taille, puis de rentrer dans la costresse par la galerie d'aval. Cette méthode est celle qui est recommandée par l'administration des mines comme présentant le plus de sécurité et le moins de résistance au mouvement de l'air, à cause de la grande section des deux conduits qui conduisent l'air de la costresse jusqu'à front de taille et le restituent à cette dernière ; mais il arrive parfois que pour aller plus rapidement au but qui est d'établir une communication avec une galerie de retour d'air, les montages et vallées ne se percent que sous une petite largeur qui rend impossible le remblai de la partie centrale. Dans ce cas, pour porter jusqu'à front de taille, l'air nécessaire aux travailleurs et à l'évacuation des fumées de poudre provenant du tirage des mines, lorsqu'il n'y a point d'explosion de grisou à craindre, on peut employer deux procédés. Le premier consiste à fermer la costresse en amont du montage ou de la vallée, par une ou plusieurs portes percées d'un trou ; dans ce trou on engage un tuyau carré en planches ou cylindrique en tôle galvanisée ; ce tuyau se prolonge jusqu'au fond de la galerie en percement et ne s'arrête qu'à la distance du front de taille, suffisante pour ne point embarrasser les travailleurs ; dans cette disposition, l'air arrêté par les portes dans la costresse, s'engage dans le tuyau qui porte le nom de *canard* dans les charbonnages du Couchant de Mons, arrive au front de taille, redescend ou remonte dans la costresse, en aval des portes de barrage, suivant que l'on perce un montage ou une vallée. Le canard ainsi disposé est un *canard soufflant*. •

Le second procédé consiste à placer les portes de barrage en aval du montage ou de la vallée et à placer, comme plus haut, un canard depuis ces portes jusqu'au fond de la galerie en percement. L'air de la costresse pénètre alors directement dans la galerie en percement et va, près de la taille, s'engager dans l'extrémité du canard qui le reverse dans la costresse en aval des portes de barrage. Le canard placé dans ces conditions, se nomme *canard aspirant* <sup>(1)</sup>.

Le canard soufflant est généralement préféré au canard aspirant parce que l'air arrivant avec vitesse contre le front de taille s'y mélange plus rapidement et plus complètement avec les gaz qu'il doit emporter, que quand il arrive contre ce front de taille par une galerie assez large et avec peu de vitesse. Dans ce dernier cas, une partie plus ou moins considérable de l'air pur qui arrive vers la taille peut s'engager directement dans l'extrémité du canard à l'arrière des travailleurs et n'être d'aucune utilité à ceux-ci, tandis que dans le premier, il est utilisé en totalité.

La ventilation des montages par canards n'est autorisée par l'administration des mines que lorsqu'il ne se dégage à front de taille que peu ou point de grisou, parce qu'elle ne fait arriver sur les travailleurs qu'un assez faible volume d'air qui n'emporte qu'incomplètement ce gaz plus léger que l'air et qui tend, en vertu de cette moindre densité, à rester confiné au fond de ce genre de travail comme à la partie supérieure d'une cloche ; puis on craint, d'autre part, qu'un accident fortuit, comme une explosion partielle dans la mine, ne vienne à disloquer la conduite et à laisser sans air pur les travailleurs placés au fond de ces montages qui ont parfois une assez grande longueur.

Nous allons rechercher maintenant l'influence que peut avoir l'établissement d'un canard destiné à ventiler le fond d'une galerie quelconque formant provisoirement cul-de-sac, sur la

---

(1) On pourra consulter avec fruit, sur la ventilation de certains travaux préparatoires, à l'aide de canards, un mémoire de M. E. Harzé ingénieur au corps des mines ; ce mémoire a été couronné en 1886 par l'association des anciens élèves de l'école des mines de Liège.



ventilation générale d'une mine, et nous ferons différentes hypothèses sur les conditions auxquelles doit satisfaire cet appareil spécial de renouvellement de l'air dans un conduit qui n'a pas d'autre issue que son entrée.

### VENTILATION PAR CANARDS.

Nous supposerons d'abord que pour donner du développement à la mine représentée par la fig. 5, et ne contenant encore que les deux exploitations indiquées par des lignes pleines, on ait prolongé le bouveau BC sous la même section, jusqu'à une distance de 150<sup>m</sup> et que, pour ventiler le fond de ce bouveau représenté par la fig. 6 sur une plus grande échelle, on ait établi en amont de la costresse CD, une ou plusieurs portes  $m$  traversées par un canard cylindrique  $m\gamma$  de 0<sup>m</sup>,30 de diamètre, qui se prolonge jusqu'au fond du bouveau en percement, de façon que l'air qui arrive à l'extrémité de ce canard revienne, par le même bouveau QC, dans la costresse CD pour continuer à balayer la deuxième exploitation, et nous chercherons le volume d'air qui arriverait jusqu'en  $\gamma$  et passerait ensuite dans la deuxième exploitation, dans l'hypothèse où la dépression produite à l'orifice du puits d'aérage serait suffisante pour faire pénétrer 10 mètres cubes d'air dans l'ensemble des deux exploitations.

Comme dans les applications précédentes, le développement total des conduits parcourus par la totalité des 10 mètres cubes d'air, s'élève à 2328<sup>m</sup>, toutes les longueurs étant rapportées à la section type de 4 mètres carrés, et la dépression correspondante à ce parcours est de

52,37 millimètres d'eau.

Le développement de la deuxième exploitation ramenée à la section type, est toujours de 5729<sup>m</sup> et celui de la première exploitation ramené à la même section, de 8980<sup>m</sup>.

Nous admettrons encore que les pertes d'air à travers les remblais des deux exploitations, se produisent suivant la même loi que nous avons admise dans l'application précédente, c'est-à-dire que si l'on représente par  $v'$  la vitesse de l'air à l'entrée

de la 2<sup>me</sup> exploitation, et par  $v$  la vitesse à l'entrée de la première, on aura encore :

Pour la 1<sup>re</sup> exploitation :

Dans la costresse B I de 1475<sup>m</sup> de longueur rapportée à la section type, une vitesse moyenne de  $\frac{5}{8}v$  ;

Dans la série de tailles I K de 3136<sup>m</sup> de longueur rapportée à la section type, une vitesse de  $\frac{v}{4}$  ;

Dans la costresse de retour d'air K N de 4369<sup>m</sup> de longueur rapportée à la section type, une vitesse de  $\frac{5}{8}v$  ;

Ce qui donne, comme dans la première application, une dépression totale correspondante à ce parcours, de

$$n. 4956. v^3.$$

En rapportant ici les chiffres adoptés dans cette première application, pour le parcours de la deuxième exploitation, nous trouverions, comme plus haut, que la dépression correspondante à ce parcours est de :

$$n. 3588. v'^3.$$

Mais, dans le cas dont il s'agit, la dépression inhérente au parcours de la deuxième exploitation, se trouve augmentée de toute la résistance que le volume d'air qui doit parcourir cette exploitation, éprouve dans toute la longueur du canard et dans son retour du fond Q du bouveau, à la costresse C D.

Si nous évaluons le canard en longueur de galerie ayant la section type de 4 mètres carrés, nous trouvons :

$$l = \frac{S^3}{P} \left( \frac{L' P'}{S'^3} \right) \frac{n'}{n} = 8 \left( \frac{L' P'}{S'^3} \right) \frac{n'}{n}.$$

Pour ce canard.  $L' = 150^m$  ;  $P' = 3,1415.0^m,30 = 0^m,9424$  ;  
 $S' = 0,785 (0,30)^2 = 0^m,071$  ;

Il vient alors :

$$l = 8 \frac{150.0,9424}{(0,071)^3} \times \frac{n'}{n} = 3159668 \frac{n'}{n}.$$

Ainsi ce canard, pour livrer passage au même volume d'air que la galerie type, présenterait autant de résistance qu'une longueur de cette galerie type, égale à  $3159668 \frac{n'}{n}$ .

Nous devons faire, au sujet de ces canards qui opposent tant de résistance au mouvement d'un volume d'air suffisant pour la ventilation du fond d'une galerie en percement, une observation importante. Ils sont généralement formés de planches assez unies ou de tuyaux en tôle galvanisée, ajustés les uns au bout des autres comme les conduites de vent pour lesquelles M. d'Aubuisson a trouvé la constante  $n'$  égale à 0,00038, et nous ne voyons aucune raison pour que cette constante, que nous avons trouvée de 0,0018 pour l'ensemble d'une mine, soit notablement supérieure à 0,00038, pour ces tuyaux en tôle qui ne diffèrent guère des conduites de vent ordinaires, lorsqu'on veille à ce qu'ils soient toujours exactement ajustés les uns au bout des autres ; il est donc extrêmement probable que, pour cette partie du parcours de l'air qui doit ensuite pénétrer dans la deuxième exploitation, la constante ne s'élève guère au-dessus de 0,0004, et c'est la valeur que nous adopterons désormais pour ce genre de conduits qui ne présentent pas, comme la plupart des autres, des aspérités intérieures considérables.

Pour le retour de l'air, du fond du bouveau en percement jusqu'à la costressé C D, nous conserverons la constante  $n = 0,0018$ .

Suivant cette convention, la longueur de galerie type équivalente au canard, deviendra :

$$l = 3159668 \frac{0,0004}{0,0018} = 702148^m,$$

et l'on pourra appliquer la constante 0,0018 à ce conduit comme au surplus de la mine.

D'après la première application, le bouveau a les dimensions suivantes de B en C ; périmètre 7<sup>m</sup>, section 3<sup>m²</sup> ; et nous avons supposé que de C en Q il était prolongé sous les mêmes dimensions ; sa section disponible pour le retour de l'air, sera donc de 3<sup>m²</sup> — 0<sup>m²</sup>071 = 2<sup>m²</sup>929 après déduction de la section du canard, et son périmètre de 7<sup>m</sup> se trouvera augmenté du périmètre du même canard et deviendra 7 + 0,9424 = 7<sup>m</sup>,9424.

Il viendra alors pour longueur de galerie type équivalente à ce bouveau :

$$l = 8 \frac{150^m \cdot 7,9424}{(2,929)^3} = 379^m.$$

Rappelons maintenant qu'après avoir ramené toutes les longueurs des galeries à des longueurs équivalentes de galerie type, nous avons trouvé pour dépression correspondante au mouvement de l'air dans la deuxième exploitation, n. 3588.  $v'^2$ .

Le nouveau développement que le percement du nouveau ajoute à ce courant, est de 702148<sup>m</sup> de galerie type pour le canard, et de 379<sup>m</sup> pour le retour du fond de ce nouveau à la costresse C D.

La dépression correspondante à cet accroissement de parcours du même courant ayant toujours la vitesse  $v'$  dans cette portion de conduit qui n'occasionne point de pertes d'air, sera :

$$0,0018 \frac{702148^m \cdot 8^m}{4^m} v'^2 + 0,0018 \frac{379^m \cdot 8^m}{4^m} v'^2 = 2528,87 \cdot v'^2 ;$$

de sorte que la dépression totale inhérente au deuxième courant depuis le point où l'air qui entre dans la mine se partage en deux branches, jusqu'au point où ces branches se réunissent, sera :

$$2528,87 \cdot v'^2 + 0,0018 \cdot 3588 \cdot v'^2 = 2535,32 \cdot v'^2.$$

Nous avons trouvé, d'autre part, pour dépression correspondante au premier courant :

$$n. 4956 \cdot v^2 = 0,0018 \cdot 4956 \cdot v^2 = 8,92 \cdot v^2,$$

et comme les résistances des deux courants doivent être égales, il viendra :

$$8,92 \cdot v^2 = 2535 \cdot v'^2 ; \text{ et } 2,99 \cdot v = 50,35 \cdot v'.$$

Mais le volume total qui doit traverser la mine, est de 10 mètres cubes, on a donc :

$$4^m \cdot v + 4^m \cdot v' = 10^m ; \text{ d'où } v' = 2^m,50 - v,$$

et, en substituant cette valeur de  $v'$  dans l'équation ci-dessus,

$$2,99 \cdot v = 50,35 (2,50 - v) ; \text{ d'où } v = 2^m,37.$$

Le volume d'air qui entrera dans la costresse de la première exploitation, sera donc de :

$$4^m \cdot 2^m,37 = 9,48 \text{ mètres cubes,}$$

et la deuxième exploitation à laquelle l'air ne peut arriver qu'en traversant le canard d'un bout à l'autre, ne recevra que

$$10^m - 9^m,48 = 0,52 \text{ mètres cubes.}$$

La dépression correspondante à l'un ou l'autre des deux parcours sera, d'après l'indication ci-dessus relative au premier courant,

$$8,92 \cdot v^2 = 8,92 (2,37)^2 = 50,13 \text{ millimètres d'eau}$$

qui, ajoutées aux 52,37 millimètres qui correspondent aux conduits communs aux deux courants, formeront une dépression totale de

102,50 millimètres d'eau.

Nous avons trouvé pour dépression totale, avant la continuation du bouveau B C, 63,94 millimètres, de sorte que dans ces dernières conditions de ventilation, la dépression totale devrait être augmentée de  $102,50 - 63,94 = 38,56$  millimètres d'eau, pour continuer l'appel des 10 mètres cubes d'air dans la mine.

D'autre part, dans ce dernier cas, il n'entrerait dans la deuxième exploitation que 0,52 mètres cubes d'air, dont la majeure partie se perdrait dans les remblais longeant la costresse C D, et il n'arriverait à la taille qu'un volume d'air insignifiant, déjà vicié par son passage au bout du bouveau en percement, de sorte que l'on serait obligé d'abandonner cette deuxième exploitation, au moins provisoirement. Quant à la première exploitation, elle serait ventilée avec un surcroît d'énergie qui pourrait devenir incommode pour les travailleurs et que l'on serait obligé de modérer.

Supposons maintenant qu'au lieu d'un seul canard jusqu'au fond du bouveau en percement, on en établisse deux semblables.

Leurs sections réunies s'élèveront à  $0^m,071 \times 2 = 0^m,142$ ,  
leurs périmètres réunis à. . .  $0,9424 \times 2 = 1^m,8848$ .

Le périmètre et la section du bouveau en percement, deviendraient alors :

$$7^m + 1,8848 = 8^m,8848 \text{ et } 3^m - 0^m,142 = 2^m,858.$$

et il viendra pour longueurs équivalentes de galerie type :

Pour les deux canards,

$$l = 8 \frac{150. 1,8848. n'}{n (0,142)^3} = 789911^m \frac{0,0004}{0,0018} = 175536^m.$$

Pour le bouveau en retour,

$$l = 8 \frac{150. 8,8848. n'}{n (2,858)^3} = 456^m.$$

La dépression correspondante aux deux canards serait donc de

$$0,0018 \frac{175536.8}{4} v'^2 = 631,93. v'^2,$$

celle qui correspond au bouveau, serait de

$$0,0018 \frac{456.8}{4} v'^2 = 1,64. v'^2;$$

Et l'on aurait comme ci dessus l'équation d'égalité des dépressions pour les deux courants dans la partie de la mine où ils sont distincts,

$$631,93. v'^2 + 1,64. v'^2 = 8,92. v^2$$

d'où :  $633,57. v'^2 = 8,92. v^2$ , et  $25,17. v' = 2,99. v$ ;

or, comme précédemment,  $v' = 2,50 - v$ ,

d'où :  $2,99. v = 25,17 (2,50 - v)$ , et  $v = 2^m,23$ .

Le volume d'air qui entrerait dans la 1<sup>re</sup> exploitation, serait alors de

$$4^m,2. 2,23^m = 8,92 \text{ mètres cubes,}$$

et celui qui pénétrerait au fond du bouveau, pour passer ensuite dans la 2<sup>me</sup> exploitation, de

$$10 - 8,92 = 1,08 \text{ mètres cubes.}$$

Les conditions de ventilation du bouveau seraient donc fort améliorées, surtout en cas de pertes d'air sur la longueur des canards qu'il est difficile d'entretenir bien étanches, à cause des chocs auxquels ils sont exposés de la part d'ouvriers peu prudents et des ébranlements qu'ils reçoivent des coups de mine tirés au fond de ce bouveau.

La dépression correspondante à l'un des parcours isolés serait dans ce cas, de

$$8,92 (2,23)^2 = 44,33 \text{ millimètres d'eau,}$$

qui ajoutées aux 52,37 millimètres qui correspondent aux conduits communs, constitueraient une dépression totale de

$$52,37 + 44,33 = 96,70 \text{ millimètres d'eau.}$$

Ainsi l'adjonction d'un deuxième canard améliorerait sensiblement la ventilation du bouveau en percement et de la seconde exploitation, tout en produisant une diminution de  $102,50 - 96,70 = 5,80$  millimètres sur la dépression totale nécessaire pour faire passer 10 mètres cubes d'air dans la mine.

Dans l'hypothèse admise ci-dessus, la deuxième exploitation ne recevrait plus la quantité d'air nécessaire pour y permettre la continuation du travail et elle devrait être provisoirement abandonnée.

Nous allons maintenant supposer que l'on a résolu de continuer ces travaux dans les mêmes conditions qu'avant le percement du bouveau C Q, c'est à dire en faisant balayer cette deuxième exploitation par un volume d'air de 5,44 mètres cubes, pendant que la 1<sup>re</sup> exploitation n'en reçoit qu'un volume de 4,56 mètres cubes, et nous poserons l'hypothèse de l'emploi d'un et de deux canards reversant leur air dans la costresse C D après l'avoir emprunté au courant qui pénètre dans cette costresse. De plus, pour nous rapprocher des conditions pratiques ordinaires, nous admettrons qu'il faut faire arriver au fond du bouveau en percement, un demi mètre cube d'air, et que pour réaliser cette ventilation utile, il est nécessaire d'engager dans les canards un volume d'air de un mètre cube, à cause des pertes par les joints de ces conduits, et que la résistance qu'opposent ceux ci sera la même que s'ils étaient parcourus d'un bout à l'autre par trois quarts de mètre cube. Le courant en reflux dans le bouveau sera également considéré comme équivalent à trois quarts de mètre cube dans toute la longueur de ce bouveau.

Les données acquises de la question sont, d'après l'application numérique faite précédemment :

Ventilation de la 1<sup>re</sup> exploitation. . . . . 4<sup>m</sup>56 d'air.

Id. de la 2<sup>e</sup> exploitation avant percement du bouveau . . . . . 5<sup>m</sup>44.

Dépression correspondante aux conduits traversés par les 10<sup>m</sup> d'air . . . . . 52<sup>mm</sup>,37 d'eau.

Dépression correspondante à chacun des deux parcours isolés, en tenant compte des pertes à travers les remblais, suivant les lois adoptées, 11<sup>mm</sup>,57.

Dépression totale à laquelle la mine est alors soumise . . . . . 63<sup>mm</sup>,94 d'eau.

Longueur de galerie type équivalente à un seul canard pour le débit du même volume d'air 702148<sup>m</sup>.

Longueur de galerie type équivalente à deux canards pour le même volume d'air. . . . . 175536<sup>m</sup>.

Longueur de galerie type équivalente au  
bouveau en percement diminué de section par  
un seul canard . . . . . 379<sup>m</sup>.

Longueur de galerie type équivalente au même  
bouveau diminué de section par deux canards, 456<sup>m</sup>.

Pour obliger un volume d'air de 5,44 mètres cubes à traverser la deuxième exploitation dans les conditions que nous venons d'adopter, il faut :

1° Que la porte *m* traversée par le canard soit en outre percée d'une ouverture qui sera réglée, par tâtonnement, de façon qu'elle laisse passer directement dans la deuxième exploitation, 4,44 mètres cubes, pendant que le mètre cube supplémentaire s'engage dans le canard. Pour cela il faut que l'étranglement de la porte *m* oppose au mouvement des 4,44 mètres cubes, la même résistance que le canard et le nouveau en retour, opposent au mouvement du mètre cube qui s'engage dans ce canard, ce mètre cube, à cause des pertes, pouvant être considéré comme réduit moyennement à trois quarts de mètre cube.

2° Que l'entrée de la première exploitation soit obstruée d'une manière quelconque pour porter la résistance des 4,56 mètres cubes qui doivent la traverser, à la même valeur que celle du courant qui traverse la deuxième exploitation.

Si l'on ne fait usage que d'un seul canard, les trois quarts de mètre cube d'air qui doivent le parcourir, y prendront une vitesse de

$$\frac{0^m 575}{4^m} = 0^m,1875 \text{ rapportée à la galerie type,}$$

et la dépression correspondante sera de

$$0,0018 \frac{702148.8}{4} (0,1875)^2 = 78,73 \text{ millimètres d'eau.}$$

Le retour du même volume d'air par le nouveau exigera une dépression de

$$0,0018 \frac{379.8}{4} (0^m,1875)^2 = 0,048 \text{ millimètres ;}$$

résistance insensible.

Il faudra donc créer, en amont et en aval de la porte *m*, une différence de tension, d'environ 78<sup>mm</sup>,74 d'eau, pour faire arri-



ver effectivement  $0^{\text{m}3}50$  d'air au fond du bouveau, et comme le mouvement des 5,44 mètres cubes qui se réunissent en C pour traverser la deuxième exploitation, occasionne, dans cette exploitation, une dépression de 11,57 millimètres, la dépression totale correspondante au deuxième courant qui traverse partiellement le canard et en totalité la deuxième exploitation, sera de

$$78,74 + 11,57 = 90,31 \text{ millimètres d'eau.}$$

Pour obtenir cette distribution d'air, il faut donc que les obstacles apportés à la circulation des 4,56 mètres cubes qui traversent la première exploitation, élèvent la dépression correspondante à ce deuxième courant, à 90,31 millimètres.

La dépression générale à laquelle la mine devra alors être soumise, sera de

$90,31 + 52,37 = 142,68$  millimètres d'eau, qui l'emportent précisément, sur les 63,94 millimètres qui étaient nécessaires avant l'établissement du bouveau, de 78,74 millimètres représentant la dépression spéciale au canard.

Si le canard avait été en bon état et qu'il ne s'y fût point produit de pertes, il eût suffi d'y faire pénétrer  $0^{\text{m}3}50$  au lieu de  $1^{\text{m}3}00$ , pour obtenir la même ventilation au fond du bouveau. Dans ce cas, la vitesse, dans ce canard, eût été de :

$$\frac{0^{\text{m}3}50}{4} = 0^{\text{m}},125, \text{ et la dépression correspondante de }$$

$$0,0018 \frac{702148,8}{4} (0,125)^2 = 39,43 \text{ millimètres d'eau ;}$$

de sorte que la dépression générale eût été seulement de :

$$52,37 + 11,57 + 39,43 = 103,37 \text{ millimètres d'eau.}$$

On peut tirer de ces résultats qui se reproduiraient dans toutes les circonstances semblables, deux conséquences importantes :

1° *Il est très utile, au point de vue de la dépression à laquelle une mine doit être soumise lorsqu'elle renferme des travaux préparatoires qui s'exécutent avec l'aide de canards, ou de tout autre conduit d'une faible section, et lorsque l'on veut faire pénétrer dans cette mine un volume d'air déterminé, d'entretenir ces conduits avec le plus grand soin, de manière à empêcher toute perte d'air sur leur longueur.*

2° *Lorsque dans une mine, on fait sur l'un des courants qui la traversent, une minime prise d'air pour ventiler le fond d'un travail*

*préparatoire à l'aide d'une conduite de faible section et d'une assez grande longueur, le mouvement de l'air dans cette conduite exige une dépression considérable et l'on est obligé pour le maintenir de soumettre à la même dépression, la totalité de l'air qui pénètre dans la mine.*

Cette dernière condition, qui est très-fâcheuse au point de vue du travail qu'il faut dépenser pour ventiler la mine, comme nous le verrons plus tard, peut être évitée en appliquant un moteur spécial à une extrémité des canards pour y appeler, par refoulement ou par aspiration, la quantité d'air qui doit assainir le fond du travail préparatoire. Ce moteur n'agit alors que sur le petit volume d'air emprunté à un courant plus considérable et le restitue à ce courant sans que celui-ci en soit entravé dans sa marche ; la dépression générale de la mine peut alors rester ce qu'elle était auparavant sans diminution dans la ventilation générale.

Nous verrons plus loin dans le chapitre qui concerne le travail de la ventilation que si, à un volume d'air de 20 mètres cubes qui pénètre dans une mine, on fait en un point quelconque de la mine, un emprunt de  $\frac{1}{4}$  mètre cube pour ventiler un travail préparatoire par un conduit de faible section occasionnant une certaine dépression, l'augmentation du travail qu'il faudra dépenser pour maintenir la ventilation générale de la mine dans le même état, serait quarante fois plus grande si l'on procédait par voie de dépression à l'orifice du puits d'aérage que si l'on appliquait un moteur spécial à ce travail préparatoire, de façon à n'agir que sur la petite quantité d'air nécessaire pour le ventiler. Il y a donc un bénéfice considérable à appliquer un petit ventilateur mû par un moteur quelconque, à l'extrémité d'un canard ventilant un montage ou un travail en vallée, au lieu de compter sur la dépression générale de la mine pour ventiler ce travail préparatoire.

---

Revenons encore sur l'hypothèse des deux exploitations avec percement du bouveau C Q, et supposons qu'au lieu d'un seul canard de 0<sup>m</sup>,30 de diamètre pour faire arriver à front de taille dans ce bouveau un volume d'air de  $\frac{1}{4}$  mètre cube, exigeant une circulation moyenne de  $\frac{2}{3}$  de mètres cube, on emploie deux ca-

nards semblables, toutes choses restant égales d'ailleurs dans les deux exploitations.

D'après les données rappelées au commencement de cette application, la dépression correspondante au mouvement de l'air dans ce double conduit, sera :

$$0,0018 \frac{175536 \cdot 8^m}{4^m} \left( \frac{0^m,75}{4^m} \right)^2 = 22,18 \text{ millimètres d'eau,}$$

tandis qu'un seul canard exigeait une dépression de 78,74 millimètres ; de sorte que la dépression générale ne s'élèverait plus qu'à

$$22,18 + 11,57 + 52,37 = 86,12 \text{ millimètres d'eau,}$$

au lieu de 142,68 millimètres.

Ainsi l'élargissement ou la multiplication des conduites d'air au fond des galeries en percement, procure un bénéfice considérable en dépression nécessaire pour ventiler une mine, lorsque l'on n'applique pas directement à ces conduits la force motrice indispensable au mouvement de l'air qu'ils dirigent au fond de ces galeries en percement. Il faut donc s'efforcer de disposer, pour ce genre de travail, des conduites du plus grand diamètre possible, ou multiplier ces conduites dans la mesure que permettra la libre exécution du travail, et prendre toutes les précautions possibles pour les mettre à l'abri des chocs et des ébranlements qui proviennent du tirage des mines, afin que les joints ne livrent point passage à de l'air qui serait perdu pour l'effet utile et qui contribuerait à augmenter la dépression correspondante à ces mêmes conduites.

Faisons enfin une dernière hypothèse (fig. 5 et 6), et supposons qu'au fond du bouveau en percement, il se dégage du grisou ou que l'air y soit suffisamment vicié par des causes quelconques, pour éviter de le reverser dans la deuxième exploitation, et que l'on veuille le conduire directement dans la costresse de retour d'air E F par une galerie montante S n qui a été ménagée dans les remblais compris entre les costresses C D et E F ; de cette façon cet air vicié ne traversera plus de chantiers de travail. Les autres conditions de ventilation resteront les mêmes que ci-dessus, sauf que le courant qui traverse les

conduits CD, DE, E $\pi$ , ne sera plus que de 4,44 mètres cubes au lieu de 5,44.

Pour isoler ainsi le courant ventilateur du bouverau, il suffirait de fermer ce bouverau en  $p$ , puis de faire passer à travers ce barrage un second canard  $r$  S qui viendrait déboucher dans la galerie montante  $t\pi$  à laquelle nous supposerons 120<sup>m</sup> de longueur et une section carrée de 1<sup>m</sup> de côté. Le canard  $r$  S aura par hypothèse 20 mètres de longueur, 0<sup>m</sup>,40 de diamètre et traversera en  $t$  une porte fermant hermétiquement la galerie S $\pi$ .

Nous admettrons encore que le bouverau est ventilé par les deux canards produisant la dépression de 22,18 millimètres d'eau depuis l'entrée de ces canards jusqu'au retour de l'air en  $r$ , l'influence de ce retour dans le bouverau étant à peu près nulle comme nous l'avons vu, et que le point  $\pi$  se trouve à une distance  $\pi$  F du bouverau de retour d'air, égale à 400<sup>m</sup> évaluée en longueur de la galerie type.

Il suffira, pour trouver la dépression totale correspondante à ces nouvelles conditions de ventilation, de chercher cette dépression pour le courant qui ventilerait le bouverau, puisque l'on sera obligé d'augmenter artificiellement la résistance au mouvement des autres courants, pour obtenir l'effet demandé.

A partir du premier point de division, B, du courant général qui pénètre dans la mine, la partie BC = 62<sup>m</sup> en longueur de galerie type, livre passage à 5<sup>m</sup>s,44 ; la vitesse dans cette galerie est donc de

$$\frac{5,44}{4^{m^2}} = 1^m,36,$$

et elle occasionne une dépression de

$$0,0018 \frac{62.8}{4} (1,36)^2 = 0,41 \text{ millimètres.}$$

Le double canard avec retour d'air dans le bouverau, jusqu'en  $r$ , occasionne comme nous l'avons dit, une dépression de  
22,18 millimètres d'eau.

Le bout de canard  $r$  S de 20<sup>m</sup> de longueur et de 0<sup>m</sup>,40 de diamètre devra livrer passage à tout l'air qui est entré dans le bouverau et dont la moitié seulement est arrivée à front de taille, soit à 1 mètre cube. La vitesse dans ce canard sera donc de

$$\frac{1^{\text{ms}}}{0,785 \cdot d^2} = \frac{1}{0,126} = 8^{\text{m}},00,$$

et, sans passer par l'évaluation de la longueur de ce canard et de la galerie qui se trouve sur son prolongement, en longueur de galeries type, la dépression correspondante à ce bout de canard, sera :

$$0,0004 \frac{20^{\text{m}} \cdot 1,26}{0^{\text{ms}},126} (64) = 5,12 \text{ millimètres d'eau,}$$

car ici  $S = 0^{\text{ms}},126$ ;  $P = 1^{\text{m}},26$ ;  $L = 20^{\text{m}}$ .

Dans la galerie  $S \approx$  la vitesse sera de  $1^{\text{m}}$  puisqu'elle a  $1^{\text{ms}}$  de section, le périmètre sera de  $4^{\text{m}}$  et la dépression correspondante de

$$0,0018 \frac{120^{\text{m}} \cdot 4}{1} (1)^2 = 0,86 \text{ millimètres d'eau.}$$

Dans le parcours  $\approx$  F N de  $400^{\text{m}} + 466^{\text{m}} = 866^{\text{m}}$  de longueur rapportée à la galerie type, nous retrouvons les 5,44 mètres cubes dont 4,44 ont traversé la seconde exploitation; la vitesse y sera donc de  $1^{\text{m}},36$  comme dans le bout de bouveau inférieur B C, et la dépression correspondante sera :

$$0,0018 \frac{866 \cdot 8}{4} (1,36)^2 = 5,77 \text{ millimètres.}$$

Quant à la dépression correspondante au surplus du parcours qui se compose des deux puits, de la partie A B du bouveau inférieur et de la partie N G H du bouveau de retour d'air, elle sera, comme dans les applications précédentes, de 52,37 millimètres.

La dépression générale à laquelle la mine devra être soumise pour que la ventilation ait lieu dans les conditions que nous avons admises et qui peuvent être réalisées par tâtonnement, en étranglant progressivement les passages directs de l'air dans les deux exploitations, sera de

$$\begin{aligned} 0,41 + 22,18 + 5,12 + 0,86 + 5,77 + 52,37 \\ = 86,71 \text{ millimètres d'eau.} \end{aligned}$$

Cette dépression générale, comme les précédentes, comprend la part inhérente à l'action des causes naturelles de ventilation.

Toutes les considérations que nous venons de présenter sur l'influence de la ventilation d'un bouveau en percement, sont également applicables à la recherche de l'influence que peut

avoir, sur la ventilation générale d'une mine, le travail d'un montage ou d'une vallée au fond desquels il faut faire arriver un certain volume d'air, et nous pouvons faire observer que souvent, dans la pratique, il faut refouler dans les canards, ou y appeler par aspiration, 2 ou 3 mètres cubes d'air pour en obtenir un demi-mètre cube à l'extrémité, tant ils sont mal entretenus; il en résulte évidemment des accroissements de la dépression générale plus grands encore que ceux que nous avons trouvés, surtout quand ils ont une grande longueur.

---

Dans les applications numériques, dont nous nous sommes occupés et qui sont, au moins nous en avons l'espérance, assez variées pour éclairer les exploitants sur les lois du mouvement de l'air dans les mines, nous avons trouvé des dépressions totales nécessaires à une ventilation de 10 mètres cubes d'air, extrêmement variables, suivant les conditions de distribution intérieure des divers courants, mais il nous reste à faire une observation très importante sur les quantités d'air qui traverseraient la même mine, si la dépression à laquelle on la soumet différait de celle qui produit la ventilation de 10 mètres cubes dans les conditions adoptées.

D'après le principe posé au commencement de ces applications, quand la dépression totale d'une mine change d'une certaine quantité, toutes les dépressions partielles qui la composent, changent dans la même proportion et les volumes d'air composant chaque courant subissent exactement les variations correspondantes aux variations des dépressions, c'est-à-dire que les carrés des volumes d'air débités sont proportionnels aux dépressions.

Ainsi, par exemple, nous avons trouvé que pour une ventilation de 10 mètres cubes, dont 5,44 pour une exploitation et 4,56 pour l'autre, dans la mine adoptée ci-dessus, il fallait une dépression générale de 63,94 millimètres d'eau avant le percement du bouveau et que, quand ce bouveau avait atteint la profondeur de 150<sup>m</sup> et qu'il était ventilé par un seul canard, la dépression nécessaire pour faire passer la même quantité d'air qu'auparavant dans les deux exploitations, s'élevait à 142,68

millimètres. Or, il pourrait arriver, après la modification qui s'est faite intérieurement dans la distribution des courants pour les besoins du bouveau, que l'appareil ventilateur fût incapable de produire une dépression supérieure à celle qu'il produisait antérieurement et que la dépression totale continuât à rester de 63,94 millimètres d'eau. Dans ce cas, le volume d'air qui entrerait dans la mine ne serait plus de  $10^{\text{m}^3}$ , il serait donné par la proportion :

$$142,68 : 63,94 = (10)^2 : V^2 :$$

d'où  $V = 6,74$  mètres cubes.

La ventilation générale de la mine serait alors diminuée dans le rapport de 10 à 6,74 mètres cubes et la quantité d'air qui constitue chacun des courants intérieurs de la mine serait diminuée dans la même proportion.

La dépression produite par un ventilateur à l'orifice d'un puits d'aérage n'est donc pas un indice sûr de l'état de la ventilation d'une mine ; cette ventilation, suivant la nature des travaux qui changent sans cesse dans l'intérieur de la mine, peut varier entre des limites extrêmement écartées pendant que la dépression produite par l'appareil ventilateur, demeure constante.

Le seul renseignement certain sur l'état de la ventilation d'une mine, serait celui que fournirait un appareil placé dans le courant général qui s'échappe de cette mine, et qui indiquerait le volume d'air par seconde qui constitue à chaque instant ce courant ; malheureusement on ne possède encore aucun bon instrument de cette espèce, mais il est évident que le problème n'est pas insoluble.

## TRAVAIL DE LA VENTILATION.

Nous avons vu, dans la première partie de ce chapitre, que la hauteur génératrice de la vitesse théorique correspondante à l'influence des causes naturelles de ventilation, quand on ne tient compte que de la différence des températures moyennes de la colonne d'air montante et de la colonne descendante, était représentée par

$$h = H \left( \frac{1 + at'}{1 + at} - 1 \right).$$

Cette hauteur est exprimée en mètres d'air :

Si on l'exprime en millimètres d'eau pesant 1 kil. par mètre carré, en désignant par  $p$  le poids du mètre cube d'air, il viendra, comme nous l'avons vu précédemment :

$$h_1 = h \frac{p}{1^k} = H. p \left( \frac{1 + a t'}{1 + a t} - 1 \right)$$

Pour une température  $t''$  dans la colonne montante, la température demeurant la même dans la colonne descendante, on aurait :

$$h_{II} = H. p \left( \frac{1 + a t''}{1 + a t} - 1 \right)$$

On peut tirer de ces deux équations la proportion suivante :

$$h_1 : h_{II} = H p \left( \frac{1 + a t'}{1 + a t} - 1 \right) : H p \left( \frac{1 + a t''}{1 + a t} - 1 \right) \\ = t' - t : t'' - t ;$$

ce qui signifie que la puissance absolue des causes naturelles de ventilation réduites à la simple différence des températures dans les deux colonnes montante et descendante, est exactement proportionnelle à cette différence des températures moyennes, lorsque la température dans la colonne descendante ne varie pas.

*Exemple.* Si dans l'équation ci-dessus on suppose  $H = 600^m$ ,  $p = 1$  kil,  $20$ ,  $t' = 25^\circ$ ,  $t = 20^\circ$ , il viendra :

$$h_1 = 600. 1 \text{ kil}, 20 \left( \frac{1 + 0,00367. 25^\circ}{1 + 0,00367. 20^\circ} - 1 \right) = 12^{mm}, 312 \text{ d'eau} ;$$

Si, toutes choses égales d'ailleurs, la température  $t'$  de  $25^\circ$  était portée à  $30^\circ$ , on aurait :

$$h_{II} = 600. 1,20 \left( \frac{1 + 0,00367. 30^\circ}{1 + 0,00367. 20^\circ} - 1 \right) = 24^{mm}, 624 \text{ d'eau.}$$

Voici maintenant comment on peut se rendre compte du mouvement de l'air dû à l'action de cette puissance absolue :

L'air pénétrant dans le puits M (fig. 1) à une température plus basse que celle qui existe au-dessous de la surface du sol, commence à augmenter de température et cette augmentation se continue tant que la température des roches avec lesquelles il se met successivement en contact, est plus élevée que la sienne. Depuis l'entrée du puits de descente jusqu'au point



le plus bas de son parcours, en K, cet air possède donc une température croissante et exerce, en ce point K, une certaine pression qui pourrait être également exercée par la même colonne possédant une certaine température uniforme d'un bout à l'autre; c'est cette température uniforme que nous nommons température moyenne. Depuis le point K jusqu'à l'orifice du puits N, la température est également variable et si l'air prenait instantanément la température des roches avec lesquelles il se trouve en contact, on trouverait dans le puits de remonte les mêmes températures que dans le puits de descente, aux mêmes profondeurs ; mais il n'en est point ainsi. L'air descendant refroidit les parois du puits M jusqu'à une profondeur plus ou moins considérable qui peut aller jusqu'au bas de ce puits, et l'air montant précédemment échauffé dans sa descente et dans son parcours à travers les galeries et chantiers d'exploitation, réchauffe les parois du puits N, principalement dans sa partie supérieure. Il en résulte évidemment, dans le puits N, une température moyenne plus élevée que dans le puits M, et une densité moindre encore atténuée par le mélange de l'air avec la vapeur d'eau et l'hydrogène protocarboné qu'il emporte pendant la traversée. La pression exercée au point le plus bas de l'exploitation par la colonne N, est donc moindre que la pression exercée au même point par la colonne M, et il doit se produire un mouvement de C vers D.

On arriverait exactement au même résultat relativement à l'écoulement de l'air, s'il passait instantanément, en K, de la température moyenne dans la colonne M à la température moyenne dans la colonne N, ces températures moyennes demeurant constantes dans chacune des deux colonnes.

A l'état statique, c'est-à-dire s'il n'y avait point de mouvement de l'air dans la mine, les températures moyennes se maintenant invariables, la pression par unité de surface au point K, provenant de la colonne M, serait plus grande que la pression contraire par unité de surface provenant de la colonne N ; il n'y aurait, en ce point K, qu'une simple tendance au mouvement due à la différence des actions de la pesanteur sur les deux colonnes ; mais pratiquement ce résultat est impossible. La différence des pressions contraires exercées en K, représentée

par une colonne  $h_1 = H. d \left( \frac{1 + a t'}{1 + a t} - 1 \right)$ , constitue une puissance continue qui tend à produire le mouvement de l'air de C vers D, et comme les résistances sont nulles lorsque l'air est en repos, il en résulte que cette puissance continue doit produire nécessairement le mouvement.

Une fois que le mouvement est commencé, la pesanteur produit du travail moteur sur la colonne d'air qui descend, du travail résistant sur la colonne montante, et comme les résistances au mouvement de l'air sont extrêmement faibles lorsque sa vitesse de circulation n'a qu'une faible valeur, la différence des travaux moteurs et résistant de la pesanteur sur les deux colonnes augmente cette vitesse de circulation jusqu'à ce que les résistances au mouvement de l'air dans tout le développement des puits, galeries et chantiers d'exploitation qu'il parcourt, consomment exactement cette différence des travaux de la pesanteur qui constitue un travail moteur.

On voit, d'après cela, que pour le même excédant de poids par unité de surface de la colonne M sur la colonne N, la vitesse imprimée à l'air sera d'autant plus considérable que les résistances au mouvement de celui-ci seront plus faibles.

Supposons qu'en K, point le plus bas du parcours de l'air, la section soit S ; la différence de poids, par unité de surface, des deux colonnes, sera représentée en ce point par une hauteur  $h_1 = H. p \left( \frac{1 + a t'}{1 + a t} - 1 \right)$  en millimètres d'eau, ce qui équivaldra, sur une surface S, à une pression effective égale à  $S h_1$ , provenant de l'excédant de poids de la colonne descendante sur la colonne montante, et si l'air traverse cette section avec une vitesse  $v$ , le travail produit par la pesanteur et transmis dans le plan de la section S, sera :  $S h_1 v$ .

Comme S  $v$  est le volume V de l'air débité, ce travail sera représenté par

$$V h_1.$$

*Donc le travail dû à l'action des causes naturelles de ventilation dans les mines, est égal au produit du volume d'air débité, par la différence de poids, par unité de surface, des deux colonnes comprises entre le point le plus bas du parcours de l'air et le plan*

*horizontal passant par l'orifice le plus élevé des deux puits d'entrée et de sortie de l'air ; cette différence de poids étant exprimée en kil. par mètre carré.*

Si les résistances au mouvement de l'air dans tout le développement des conduits souterrains, étaient représentées par une colonne égale à  $h$ , en millimètres d'eau, même lorsque la vitesse de l'air n'est pas établie, il ne se produirait point de mouvement et le travail des causes naturelles se réduirait à zéro : elles ne produiraient qu'une tendance statique au mouvement.

Si les résistances étaient nulles, la vitesse d'écoulement de l'air atteindrait son maximum qui est, d'après ce que nous avons vu précédemment :

$$v = \sqrt{2gH \left( \frac{1 + a t'}{1 + a t} - 1 \right)}.$$

Le travail des causes naturelles de ventilation serait alors également porté à son maximum.

Dans la pratique, la vitesse de l'air est toujours comprise entre ces limites extrêmes, et elle devient de plus en plus faible à mesure que les résistances au mouvement deviennent plus considérables ou que les puits ont un plus petit diamètre et tous les autres conduits, plus de développement et moins de section ; de sorte que les causes naturelles de ventilation produisent d'autant moins de travail que les résistances au mouvement de l'air sont plus grandes.

Il faut observer que c'est la chaleur qui est la cause première du travail utile que produit la pesanteur à laquelle le mouvement de l'air est dû ; c'est elle qui, en dilatant continuellement l'air qui descend dans les mines, maintient cette différence de densité dans les deux colonnes malgré le mouvement continu de ce fluide, et fournit à la pesanteur le moyen d'agir inégalement sur ces deux colonnes. La vapeur d'eau et les gaz plus légers que l'air, qui sont emportés par les courants souterrains contribuent comme la chaleur à entretenir l'action efficace de la pesanteur.

Dans nos exploitations de houille où la profondeur des travaux d'exploitation varie de 200 à 600<sup>m</sup>, les causes naturelles

de ventilation équivalent généralement à une colonne de 4 à 30 millimètres d'eau, les plus énergiques en hiver et dans les exploitations profondes ; les plus faibles dans les exploitations peu profondes et en été ; dans ces dernières, elles se réduisent souvent à zéro dans les plus chaudes journées d'été, car on a plusieurs fois constaté que la ventilation devenait à peu près nulle, dans ces circonstances, lorsqu'elle n'était point produite par des appareils spéciaux ou lorsque l'action de ces appareils était suspendue. Dans les mines profondes et d'un faible développement, on ne constate pas cette suspension presque absolue de la ventilation, quand on interrompt l'action des appareils qui sont destinés à la rendre plus active ; cela est dû en grande partie à l'accroissement de la température de la terre à mesure que l'on s'enfonce au-dessous de sa surface.

Lorsque les causes naturelles de ventilation sont insuffisantes pour faire passer dans les travaux d'exploitation, la quantité d'air nécessaire à leur assainissement, on leur vient en aide en augmentant mécaniquement la pression sur le sommet de la colonne descendante, ou en diminuant la pression sur le sommet de la colonne montante, ou en augmentant la température de la colonne montante pour en diminuer davantage la densité. Le dernier moyen qui a été généralement appliqué autrefois, est de plus en plus rarement employé aujourd'hui, et il ne tardera pas à disparaître, même en Angleterre où il ne résiste plus que désavantageusement à l'invasion des procédés mécaniques. Le premier moyen qui consiste dans l'introduction mécanique de l'air par l'orifice du puits de descente, est aussi très rarement employé, parce qu'il établit dans les travaux une pression plus grande que celle qui y règne quand son action est suspendue ; il en résulte qu'en cas d'accident à l'appareil ventilateur, la tension de l'air dans les travaux diminue brusquement, ce qui favorise le dégagement de l'hydrogène protocarboné dans toute l'étendue de ces travaux et des remblais, de sorte que la ventilation se trouve suspendue dans une très large mesure à l'instant où elle serait le plus indispensable. Quant au troisième moyen qui consiste à faire un vide partiel au sommet de la colonne montante, en y enlevant mécaniquement plus d'air que l'action des causes naturelles ne peut y en amener, il jouit de

la propriété contraire à l'inconvénient que nous venons de signaler dans les ventilateurs soufflants ; il diminue la tension de l'air dans les travaux et, quand son action est suspendue, cette tension augmente brusquement et diminue le dégagement d'hydrogène protocarboné ; aussi il est aujourd'hui préféré à tous les autres et à peu près généralement employé. Du reste, au point de vue mécanique, il est indifférent d'agir par le vide au sommet de la colonne montante ou par la compression au sommet de la colonne descendante, pourvu que la diminution de tension à la partie supérieure de la première soit égale à l'accroissement de tension sur l'orifice supérieur de la seconde, et la plupart des appareils établis pour augmenter l'activité de la ventilation, sont capables d'agir sur le courant ventilateur de l'une et de l'autre façon,

Supposons donc que l'on agisse mécaniquement par le vide à la partie supérieure de la colonne montante ou du puits d'aérage. Voici comment l'énergie de la ventilation en sera augmentée :

Tous les appareils mécaniques que l'on emploie, ainsi que tous ceux que l'on pourra inventer dans l'avenir, produisent au sommet de la colonne montante, identiquement le même effet qu'un piston qui fermerait hermétiquement le puits qui la contient, et qui se mouverait indéfiniment de bas en haut dans ce puits, ou plutôt qui, après avoir fourni une certaine course, serait instantanément remplacé à son point de départ, par un autre piston destiné à accomplir la même opération. La vitesse de ce piston doit être plus grande que celle que prendrait le courant ascendant, dans cette partie du puits, sous l'action seule des causes naturelles de ventilation.

Il résulte évidemment de ce mode de mouvement du piston, que l'air sous l'action des causes naturelles seules, ne peut le suivre et qu'il se forme un vide à l'arrière de ce piston, d'autant plus prononcé que celui-ci est animé d'une plus grande vitesse. Or ce vide, ou plutôt cette raréfaction de l'air, peut être représentée par un certain nombre de millimètres d'eau, de sorte que l'excédant de poids de la colonne descendante, par unité de surface, sur le poids de la colonne montante, aussi par unité de surface, se trouve augmenté du poids d'une co-

bonne d'eau qui aurait pour hauteur le même nombre de millimètres. Quand on place au sommet de la colonne montante, un manomètre dont une branche débouche dans le milieu raréfié qui serait, dans notre hypothèse, à l'arrière du piston, et dont l'autre branche est en communication directe avec l'atmosphère extérieure, la différence de niveau de l'eau dans les deux branches du manomètre indique le degré de raréfaction ainsi obtenu que l'on nomme *dépression*. Il n'y a dépression que lorsque la vitesse du piston dépasse la vitesse que prendrait le courant au même point sous l'action seule des causes naturelles, et s'il se mouvait plus lentement que ce courant naturel, il deviendrait un obstacle à la ventilation.

Dès qu'il y a dépression, la hauteur correspondante à cette dépression s'ajoute à la hauteur correspondante à l'action des causes naturelles, et la vitesse du courant ventilateur augmente. Pour une vitesse donnée du piston, plus grande que la vitesse du courant naturel, ou pour un volume engendré par ce piston, plus grand que le volume d'air qui serait débité sous l'action des causes naturelles seules, la dépression que l'on obtient est exactement celle qui, ajoutée à la hauteur correspondante à ces causes naturelles, communique au courant ventilateur au point où se trouve le piston, une vitesse égale à la vitesse de celui-ci, ou en d'autres termes, la dépression obtenue est celle qui, ajoutée aux causes naturelles, fait passer à travers les travaux d'exploitation un volume d'air égal au volume qu'engendre le piston.

On voit, d'après cela, que pour un même volume d'air obtenu dans une mine, la dépression qu'il faudra créer avec un appareil mécanique quelconque, au sommet du puits d'aérage, sera d'autant plus grande que les travaux de cette mine seront plus développés et que les puits et galeries de circulation du fluide présenteront plus de longueur, moins de section et seront embarrassés de plus d'obstacles.

Lorsque l'on connaît la hauteur  $h$ , de la colonne d'eau qui représente l'intensité d'action des causes naturelles de ventilation, on peut trouver la dépression  $h$  qu'il faudra produire à l'orifice du puits d'aérage à l'aide d'un appareil mécanique quelconque, pour faire passer dans la mine un volume d'air

donné, en déterminant, par le procédé que nous avons employé précédemment, chacune des dépressions successives qui correspondent à l'un des courants qui doivent traverser la mine, après avoir apprécié l'importance relative de tous ces courants qui doivent présenter la même résistance. Comme la dépression totale ainsi obtenue doit être réalisée par l'action des causes naturelles et par la dépression mécanique réunies, il n'y aura qu'à soustraire la hauteur correspondante aux causes naturelles de cette dépression totale, pour obtenir la dépression qu'il faudra créer à l'orifice du puits d'aérage. Il est clair que la solution d'une semblable question ne comporte pas plus d'exactitude que la formule proposée et les moyens d'apprécier l'influence des causes naturelles n'en comportent eux mêmes, mais, au moins, jusqu'à présent, nous sommes obligés de nous contenter d'approximations pour cause d'impuissance de faire autrement.

Quant à la quantité de travail qu'il faut transmettre à un appareil mécanique quelconque, pour maintenir à l'orifice du puits d'aérage, la dépression  $h$  nécessaire au débit d'un volume d'air déterminé, elle sera identiquement la même que celle qu'il faudrait transmettre, pour obtenir le même résultat, au piston imaginaire auquel nous avons assimilé tous ces appareils. Si  $S$  représente sa section,  $v$  la vitesse par seconde, et  $h$  la différence des tensions de l'air entre ses deux faces, exprimée en kil. par mètre carré ou en millimètres d'eau, puisque la tension en millimètres d'eau et la tension en kil. par mètre carré sont exprimées par les mêmes chiffres, il sera égal à

$$S. h. v ;$$

et comme  $S v$  représente le volume engendré par le piston ou le volume d'air qu'il appelle dans sa course, par seconde, ce travail aura pour valeur

$$h. V,$$

$V$  représentant le volume d'air aspiré.

*Le travail effectivement utilisé dans les appareils mécaniques de ventilation est donc représenté par le produit du volume d'air appelé de la mine, multiplié par la dépression exprimée en kil. par mètre carré ou par la dépression mesurée en millimètres d'eau. Ce résultat s'applique à tous les appareils mécaniques quels que*

soient leurs dispositions particulières et le principe de leur action sur l'air, et il n'existe aucun moyen de faire passer dans une mine un volume d'air donné sans dépenser un minimum de travail déterminé par la loi qui précède. Les appareils mécaniques qui réaliseraient le résultat demandé avec cette dépense de travail, présenteraient le maximum de perfection théorique, ou seraient débarrassés des résistances passives de toute nature, et l'on sait qu'il est impossible, pratiquement, de réaliser ce maximum de perfection. Les machines appliquées à la ventilation des mines diffèrent beaucoup entr'elles par l'importance des résistances passives qu'elles présentent et par la valeur du travail qu'elles transmettent au volume d'air soumis à leur action, et l'on doit regarder comme la meilleure celle qui conduit au résultat désiré avec le moindre excédant de travail possible au delà de celui qui correspond à la dépression et au volume d'air débité, tout en offrant un minimum de chance de dérangement et un minimum de frais d'établissement et d'entretien.

*Loi d'accroissement du travail avec le volume d'air débité.* Nous venons de voir que le travail des causes naturelles de ventilation se mesurait exactement comme le travail des causes artificielles ou mécaniques et que la différence de poids des deux colonnes montante et descendante, évaluée en millimètres d'eau par unité de surface, pouvait être assimilée à une dépression quoi qu'elle ne fût pas accusée par un manomètre placé à la surface; il en résulte que ces deux causes de mouvement réunies agissent comme une dépression unique et que l'on peut, dans les calculs, les considérer ainsi.

Soient :  $h_1$  la colonne d'eau qui représente l'action des causes naturelles ;

$h$  la dépression au sommet du puits d'aérage, produite par un procédé quelconque ;

$V$  le volume d'air débité sous la dépression  $h$  ;

$V'$  le volume d'air débité sous une autre dépression  $h'$  ;

$T$  le travail correspondant à la ventilation sous la dépression  $h + h_1$  ;

$T'$  le travail correspondant à la ventilation sous la dépression  $h' + h_1$ .

On aura :  $T = (h + h_1) V$  et  $T' = (h' + h_1) V'$ .



Nous avons vu précédemment que l'état d'une mine demeurant constant, les variations de la vitesse de l'air dans tous les conduits de circulation étaient toujours proportionnelles, quelle que fut la subdivision des courants dans les galeries souterraines ; on peut tirer de là la conséquence que les dépressions totales doivent varier comme les carrés des vitesses ou comme les carrés des volumes d'air débités, et que ces dépressions varieraient exactement suivant la même loi si, au lieu d'être la cause première du mouvement dans une série de conduits de longueurs, de sections et de périmètres différents, elles étaient la cause première du mouvement dans un conduit unique de longueur  $L$ , de section  $S$ , de périmètre  $P$  choisi de façon que, pour un volume d'air donné, les résistances y fussent les mêmes que dans la série de conduits que nous venons de mentionner.

Si  $v$  représente la vitesse dans ce conduit unique, et  $V$  le volume d'air débité sous la dépression mécanique  $h$ , il viendra d'après la formule de résistance :

$$h_1 + h = \frac{LPv^2}{S} n.$$

Sous la dépression mécanique  $h'$ , on aurait, la vitesse devenant  $v'$  :

$$h_1 + h' = \frac{LPv'^2}{S} n.$$

Mais  $v = \frac{V}{S}$  et  $v' = \frac{V'}{S}$  ; donc en remplaçant  $v$  et  $v'$  par ces valeurs, il viendrait :

$$h_1 + h = n \frac{LPV^2}{S^3}$$

$$h_1 + h' = n \frac{LPV'^2}{S^3}.$$

En portant ces valeurs dans les équations du travail, elles deviendraient :

$$T = n \frac{LPV^2}{S^3} V,$$

$$T' = n \frac{LPV'^2}{S^3} V',$$

$$\text{d'où } T : T' = V^3 : V'^3.$$

*Cela signifie que l'état d'une mine étant donné, les travaux correspondants à l'action des causes naturelles et mécaniques de*

*mouvement, pour faire passer dans cette mine des volumes d'air croissants, doivent augmenter proportionnellement aux cubes de ces volumes d'air.* Ce résultat explique l'étonnement de nos directeurs d'exploitation lors de la constatation pratique du rapide accroissement de puissance des machines motrices des appareils de ventilation, à l'époque où l'on reconnut la nécessité d'augmenter la quantité d'air destiné à assainir les mines ; un grand nombre attribuèrent ce résultat à des vices inhérents aux appareils mêmes, ne pouvant admettre que, pour faire passer quatre fois plus d'air dans une mine, il fallut soixante quatre fois plus de travail ; depuis, leurs idées se sont rectifiées.

Lorsqu'on augmente l'énergie de la ventilation dans une mine, la dépression correspondante à l'action des causes naturelles et la dépression mécanique accusée par le manomètre, changent rapidement de valeurs relatives. La dépression naturelle diminue parce que l'air qui traverse plus rapidement tous les conduits souterrains, s'y chauffe un peu moins ; parce que ce plus grand volume d'air ne se trouve plus mélangé que d'une moindre proportion de gaz plus légers que lui, et parce qu'il emporte avec lui, proportionnellement à son volume, moins de vapeur d'eau, ces effets se constatent facilement lorsque l'on se place dans la galerie qui met le sommet du puits d'aérage en communication avec l'appareil ventilateur, ou dans la chambre qui précède directement cet appareil, que l'on nomme chambre d'air ; on s'y trouve plus à l'aise et l'on respire plus facilement lorsque la ventilation est active que lorsqu'elle est faible, et l'on n'y est plus environné de cette brume épaisse et lourde dont l'air est chargé lorsque cette ventilation devient insuffisante. Quant à la dépression mécanique, elle augmente rapidement avec le volume d'air qui balaie les travaux. Comme l'abaissement de température n'est pas considérable pendant l'accroissement de vitesse du courant et qu'il serait, du reste, fort difficile d'apprécier la diminution de la dépression naturelle sous l'action des causes que nous venons d'énumérer, on peut, sans erreur bien grave dans la pratique, considérer cette dépression comme constante pour toutes les vitesses du courant, lorsque la température extérieure ne varie pas sensiblement.

Dans cette hypothèse, le calcul de la participation respective

de chacune des causes de mouvement peut se faire très simplement.

Conservons les mêmes annotations que ci-dessus et supposons que pour une ventilation de 8 mètres cubes d'air par seconde, la dépression naturelle  $h$ , soit représentée par 10 millimètres d'eau et la dépression mécanique par 30 millimètres, soit en tout 40 millimètres.

Pour une ventilation de 16 mètres cubes d'air à travers les mêmes travaux, la dépression totale devra s'élever à 160 millimètres d'eau ou quatre fois plus, et cette dépression totale se composera de 10 millimètres provenant des causes naturelles et de 150 millimètres que devra produire l'appareil mécanique de ventilation.

Ainsi, pour passer d'une ventilation de  $8^{m^3}$  à une ventilation de  $16^{m^3}$ , la dépression mécanique devra être portée de 30 millimètres à  $150^{mm}$ .

Si cette dépression mécanique avait été la seule cause du mouvement des  $8^{m^3}$  d'air, il aurait suffi qu'elle devînt quatre fois plus grande, ou de  $120^{mm}$ , pour produire la ventilation de  $16^{m^3}$ .

Les causes naturelles de ventilation ayant presque toujours une influence plus ou moins considérable sur le mouvement de l'air dans les mines, il en résulte évidemment que les dépressions mécaniques doivent croître plus rapidement que le carré des vitesses de l'air dans les travaux ou que le carré des volumes, et que la loi de cet accroissement plus rapide dépend de l'énergie des causes naturelles du mouvement.

Il résulte encore de cette conséquence et du principe démontré ci-dessus, que le travail de la ventilation ayant pour valeur le produit du volume par la dépression, les travaux mécaniques qu'il faut appliquer aux appareils de ventilation doivent augmenter plus rapidement encore que le cube des volumes d'air débités.

Les ingénieurs admettent souvent qu'il suffit d'augmenter les dépressions mécaniques comme les carrés des volumes d'air à débiter, en négligeant ainsi l'action des causes naturelles et en attribuant aux appareils tout l'effet produit, mais il est clair qu'ils commettent ainsi une erreur et qu'ils ne peuvent obtenir,

sous une dépression mécanique déterminée, tout le volume d'air qu'ils ont compté faire passer dans les travaux qui étaient antérieurement ventilés d'une manière insuffisante. Il faut encore observer que cette insuffisance d'appréciation de la dépression mécanique à créer pour une ventilation déterminée, se produit malgré un surcroît d'utilité obtenue des causes naturelles à mesure que la vitesse du courant devient plus grande. En effet, le travail de ces causes naturelles est, comme le travail mécanique, le produit du volume d'air débité, par la dépression qu'elles représentent, et il en résulte évidemment que leur utilité croîtrait proportionnellement à l'activité de la ventilation si leur intensité demeurait constante, mais nous avons vu que cette intensité devait diminuer un peu à mesure que le mouvement de l'air devenait plus rapide.

Pour déterminer la dépression correspondante à l'action des causes naturelles du mouvement de l'air, il faut constater par deux expériences :

- 1° Le volume d'air  $V$  que débite le puits d'aérage lorsque l'action de l'appareil ventilateur est suspendu,
- 2° Le volume d'air  $V'$  débité lorsque la dépression  $h$  produite par cet appareil a une valeur déterminée.

On a alors la proportion :

$$h_1 : h_1 + h = V^2 : V'^2 ; \text{ d'où } h_1 = h \frac{V^2}{V'^2 - V^2} .$$

Lorsqu'on ne peut suspendre le mouvement de l'appareil ventilateur et faire déboucher directement dans l'atmosphère, la galerie qui lui amène l'air, pour connaître le volume  $V$ , on peut faire deux expériences sous des dépressions mécaniques différentes :

Soient  $h'$  la dépression et  $V''$  le volume d'air pour la seconde expérience sur l'appareil de ventilation ; on aura alors la proportion

$$h_1 + h : h_1 + h' = V'^2 : V''^2$$

$$\text{d'où : } h_1 = \frac{h' V'^2 - h V''^2}{V''^2 - V'^2} .$$

Supposons, par exemple, qu'une mine, sous une dépression mécanique de 30 millimètres d'eau, fournisse 10 mètres cubes

d'air par seconde et en fournisse exactement 14,42 mètres cubes sous une dépression mécanique de 120 millimètres, on aura :

$$h_1 = \frac{120 (8)^2 - 30 (14,42)^2}{(14,42)^2 - (8)^2} = 10 \text{ millimètres d'eau.}$$

Les moindres erreurs commises dans le jaugeage des volumes d'air, peuvent en causer de considérables dans l'appréciation de la dépression naturelle. Ainsi, par exemple, si au lieu du volume de 14<sup>m</sup>3,42 que nous avons supposé exact, l'expérimentateur n'avait trouvé que 14<sup>m</sup>3, on aurait pour valeur de la dépression naturelle :

$$h_1 = \frac{120.64 - 30.196}{196 - 64} = 14,1 \text{ millimètres d'eau ;}$$

c'est-à-dire près de un tiers de plus.

Or les anémomètres employés jusqu'aujourd'hui peuvent donner lieu à des erreurs sur les volumes, bien plus considérables que celle que nous venons de supposer, de sorte que l'appréciation directe de l'influence des causes naturelles sur la ventilation d'une mine donnée, ne peut jamais être qu'approximative.

Le plus souvent on néglige cette influence, mais c'est aux dépens de l'exactitude et l'on n'arrive ainsi qu'à des résultats qui peuvent, dans certains cas, causer d'assez graves mécomptes.

Supposons, par exemple, que la mine citée plus haut, et qui fournit 8<sup>m</sup>3 d'air sous une dépression mécanique de 30 millimètres d'eau, doive absolument être balayée par un volume d'air de 16<sup>m</sup>3 pour présenter un degré de sécurité et de salubrité suffisant :

Un ingénieur qui ne tiendrait aucun compte de l'influence des causes naturelles, admettrait que les dépressions mécaniques, seules, doivent croître comme les carrés des volumes et construirait un appareil capable de produire une dépression de

$$h' = 30 \frac{(16)^2}{(8)^2} = 120 \text{ millimètres d'eau.}$$

Or, nous avons vu ci dessus, que sous cette dépression mécanique réunie à la dépression naturelle, on n'obtiendrait que

14<sup>m</sup>5,42; il y aurait donc un mécompte de plus de un mètre cube et demi.

Dans les applications, il faut toujours faire une large part, tant aux mécomptes de cette nature, qu'aux erreurs possibles sur la puissance des appareils; afin d'arriver toujours au résultat désiré nonobstant toutes les erreurs commises dans les appréciations à priori.

*Du tempérament des mines.* Nous venons de voir que la dépression qu'il faut produire au sommet des puits d'aérage, pour faire passer dans les travaux souterrains un volume d'air déterminé, est d'autant plus considérable que les résistances au mouvement de l'air dans toute l'étendue de ces travaux, sont plus grandes, ou que les puits sont plus profonds et plus étroits et que les conduits inférieurs présentent plus de développement et moins de section. M. Guibal a pensé qu'il serait utile d'adopter une unité de mesure pour comparer entr'elles diverses mines, au point de vue des obstacles qu'elles présentent au mouvement d'un même volume d'air, et voici les considérations qui servent de base à son projet de représenter par un nombre le degré de facilité ou de difficulté qu'une mine offre à la ventilation, ou ce qu'il nomme *le tempérament de la mine*.

Soient comme plus haut :  $h_1$  la dépression correspondante à l'action des causes naturelles,

$V$  le volume débité sous cette dépression agissant seule,

$h$  la dépression mécanique,

$V'$  le volume débité sous les deux dépressions réunies.

On aura :  $h_1 : h + h = V^2 : V'^2$ .

$$\text{D'où : } h_1 = h \frac{V^2}{V'^2 - V^2}.$$

Si une mine fournissait 1<sup>m</sup> d'air pour une dépression de 1 millimètre d'eau, quelle que fut l'origine de cette dépression, elle débiterait sous la dépression naturelle  $h_1$ , un volume  $v$  d'air qui serait donné par la proportion :

$$1^{\text{mm}} : h_1 = (1)^2 : v^2; \text{ d'où } h_1 = v^2$$

$$\text{et } v = \sqrt{h_1}.$$

Sous la dépression totale  $h_1 + h$ , la même mine débiterait un volume  $v'$  d'air donné par la proportion :

$$1^{\text{mm}} : h_1 + h = (1)^2 : v'^2$$

$$\text{d'où : } v'^2 = h_1 + h,$$

$$\text{et } v' = \sqrt{h_1 + h}.$$

Cette mine serait le type auquel toutes les autres seraient comparées relativement à la difficulté de ventilation qu'elles présenteraient.

Supposons qu'une autre mine quelconque fournisse, sous une dépression de 1 millimètre d'eau, un volume d'air  $n$  par seconde, la même mine sous la dépression  $h_1 + h$  en fournira un volume  $V$  qui pourra être déterminé par la proportion :

$$1^{\text{mm}} : h_1 + h = n^2 : V^2 ; \text{ d'où } V^2 = n^2 (h_1 + h)$$

$$\text{et } V = n \sqrt{h_1 + h}. \quad (\text{A})$$

Ainsi quelle que soit la dépression totale à laquelle cette mine sera soumise, pourvu qu'elle reste dans le même état, elle fournira toujours  $n$  fois autant d'air que la mine type sous la même dépression totale et, d'après ce qui précède, le volume fourni par cette dernière sera

$$v = \sqrt{h_1 + h}. \quad (\text{B})$$

C'est cette valeur de  $n$  que M. Guibal propose de nommer le *tempérament* de la mine ; c'est le rapport constant qui existe entre le volume d'air fourni par une mine quelconque sous une dépression quelconque et le volume d'air que débiterait la mine type, sous la même dépression.

Pour déterminer le tempérament d'une mine, lorsque l'on ne veut pas négliger l'action des causes naturelles de ventilation qui sont parfois assez énergiques, il faut, par deux expériences :  
1° Déterminer le volume d'air  $v'$  que fournit la mine sous la seule action des causes naturelles de ventilation,

2° Déterminer le volume débité  $V$  sous une dépression mécanique quelconque  $h$ .

$$\text{On a alors : } h_1 : h_1 + h = v'^2 : V^2 ; \text{ d'où } h_1 = h \frac{v'^2}{V^2 - v'^2} ;$$

$$\text{puis } V = n \sqrt{h_1 + h} = n \sqrt{h \frac{V^2}{V^2 - v'^2} + h}.$$

$$\text{et } n = \frac{1}{\sqrt{h}} \sqrt{V^2 - v'^2}. \quad (\text{C})$$

Le second membre de cette équation ne renferme que les quantités directement observées dans les deux expériences.

D'autre part, le volume d'air fourni par la mine dont le tempérament est  $n$ , étant représenté par  $V = n \sqrt{h_1 + h}$ , et le volume  $v$  fourni par la mine type par  $\sqrt{h_1 + h}$  qui est la racine de la dépression totale, nous pouvons représenter par  $H$  la dépression totale qui, sur la mine de tempérament  $n$  fournirait le volume  $v$ ; on aurait alors, d'après la loi des résistances :

$$V^2 : v^2 = h_1 + h : H.$$

$$\text{D'où : } H = h_1 + h \frac{v^2}{V^2}$$

mais d'après l'expression (B),  $v = \sqrt{h_1 + h}$  et, d'après l'expression (A),  $V = n \sqrt{h_1 + h}$ ;

La substitution de ces valeurs dans l'expression ci-dessus donnera

$$H = (h_1 + h) \frac{1}{n^2}. \quad (D)$$

Il résulte de là que sur une mine quelconque, la dépression *totale* nécessaire pour faire passer dans cette mine un volume d'air déterminé, est égale à la dépression qui ferait passer le même volume d'air dans la mine type, divisée par le carré du tempérament de la première; on sait du reste, d'après l'expression (B) que pour faire passer dans la mine type un volume d'air donné  $v$ , il faut une dépression  $h_1 + h$  égale à  $v^2$ , ou au carré de ce volume.

*Application.* Supposons qu'une mine fournisse 6 mètres cubes d'air sous la dépression naturelle  $h_1$  ou lorsque l'action de l'appareil de ventilation est suspendue, et 15 mètres cubes lorsque la dépression mécanique  $h$  atteint 100 millimètres d'eau.

L'expression (C) donnera la valeur de son tempérament qui sera :

$$n = \frac{1}{\sqrt{100}} \sqrt{(15)^2 - (6)^2} = 1,375.$$

Donc, sous toutes les dépressions totales, cette mine fournirait 1,375 fois autant d'air que la mine type sous les mêmes dépressions, et celle-ci en fournirait, sous chaque dépression totale, un volume égal à la racine carrée de cette dépression.



D'un autre côté, d'après l'expression (D), la dépression qu'il faudrait créer sur cette mine, pour en extraire un volume d'air déterminé, serait  $\frac{1}{n^2} = \frac{1}{1,89} = 0,5291$  de la dépression qu'il faudrait produire sur la mine type pour en extraire le même volume, et cette dernière dépression serait, d'après l'expression (B), égale au carré de ce volume.

Ces considérations ne sont applicables à une mine que lorsqu'elle se trouve dans un état invariable relativement aux résistances qu'elle oppose au mouvement de l'air, ou lorsque son tempérament ne change pas. Malheureusement les mines changent continuellement d'état ou de tempérament et ces variations sont parfois assez considérables ; un train de wagons qui traverse une galerie principale qu'il obstrue en partie ; un grand nombre d'hommes et de chevaux accidentellement rassemblés dans une de ces galeries ; un travail préparatoire qu'il faut ventiler ; une diminution dans la section de certaines galeries sous la pression des terrains dans lesquels elles sont percées, peuvent faire varier entre des limites assez écartées, ce que nous venons de nommer le tempérament d'une mine et, dans toutes les mines en exploitation, ces variations sont continues, de sorte que le volume d'air qu'elles débitent sous la même dépression change sans cesse.

Il faut encore observer que, toutes choses restant dans le même état dans une mine et la dépression mécanique demeurant constante, le volume d'air peut encore changer par suite des variations de la température extérieure qui modifie à chaque instant la part de la dépression totale qui provient de l'action des causes naturelles ; cette influence des variations de la température extérieure est surtout fâcheuse dans les chaudes journées d'été et ce que nous en avons dit jusqu'à présent, suffira pour l'apprécier.

Dans notre pays, on peut regarder comme facile à ventiler, une mine dont le tempérament varie de 2 à 3 ; au dessous de ces valeurs, la ventilation peut être considérée comme difficile et d'autant plus difficile que la valeur  $n$  est plus faible ; dans certaines de nos mines, elle descend au dessous de l'unité.

Dans la plupart des mines anglaises, où les puits, galeries et chantiers d'exploitation, ont de plus grandes sections que dans les nôtres, la valeur du tempérament s'élève jusqu'à 4 et même au delà ; ces mines sont extrêmement faciles à ventiler.

---

### CONSÉQUENCES GÉNÉRALES DE LA THÉORIE DU MOUVEMENT DE L'AIR DANS LES MINES.

1° On ne doit considérer les formules de résistance au mouvement de l'air, que nous avons proposées ci-dessus, que comme des moyens simplement approximatifs de déterminer à priori la résistance qu'un courant de sections et de longueurs successives déterminées, peut rencontrer dans une mine. La difficulté de mesurer la vitesse réelle des courants avec les appareils en usage, le peu d'uniformité des sections et des périmètres des galeries, ne permettent pas de considérer la constante 0,0018 que nous avons proposée pour l'ensemble d'une exploitation de mine, comme présentant le cachet d'une rigoureuse exactitude que l'on n'atteindra probablement jamais pour des travaux de ce genre, et l'on ne doit regarder ce coefficient d'ensemble que comme propre à fournir des résultats très précieux dans la pratique quoiqu'incomplètement exacts.

2° Ce coefficient 0,0018 applicable aux galeries boisées, grossièrement muraillées en pierres sèches ou taillées avec peu de régularité dans de la roche dure qui rend un revêtement inutile, doit notablement diminuer dans des conduits à section bien uniforme, muraillés avec soin et surtout dans des conduits en planches bien dressées ou dans des tuyaux cylindriques qui ramènent les résistances à la valeur trouvée par expérience sur des conduites de vent dans les usines à fer. La constante doit alors s'abaisser jusqu'à 0,0004 environ et il est probable que dans de larges galeries construites comme les tunnels de chemins de fer et dans les grands puits dont le revêtement a été fait avec soin, sa valeur n'est pas beaucoup supérieure à ce minimum que nous venons d'indiquer.

Les puits embarrassés d'échelles, de paliers à claire voie,

d'appareils d'épuisement, que l'on emploie souvent comme conduits de retour d'air, doivent au contraire présenter d'énormes résistances, à cause de la multiplicité des étranglements et des remous qu'ils occasionnent dans le courant. Les résistances de ces puits n'ont pas encore été mesurées avec soin, dans des circonstances bien déterminées, mais on sait qu'elles sont considérables, par l'amélioration notable qui s'est produite dans l'action des appareils ventilateurs, toutes les fois que l'on a débarrassé un de ces puits des obstructions qui entravaient la marche du courant.

Comme la dépression que l'on peut produire par les procédés mis en usage jusqu'aujourd'hui, a une limite difficile à franchir, il est évident que la possibilité de développer l'exploitation par des galeries conduites jusqu'à une grande distance des puits d'extraction, repose sur l'élargissement et sur la bonne et régulière exécution des maçonneries de revêtement des puits d'entrée et de sortie de l'air, et des galeries principales destinées au transport de la totalité de l'air vers les chantiers d'exploitation éloignés et au retour de ces mêmes courants généraux.

De plus, il sera convenable d'éviter les changements brusques dans la direction des courants, d'où résultent des remous et des pertes de force vive que l'on peut éviter en changeant progressivement la direction de ces courants par des courbes du plus grand rayon qu'il sera possible de leur donner sans trop de frais. Enfin, en tous les points où deux courants se réunissent pour n'en former qu'un seul, il sera convenable de leur donner la même direction au point de réunion, et d'éviter de les faire se rencontrer à angle droit et surtout de telle façon que la direction de l'un des courants soit plus ou moins opposée à la direction de l'autre, car il résulterait encore de cette disposition des conduits de rencontre, des remous et des résistances spéciales plus ou moins considérables.

Ainsi, par exemple, un tunnel droit, bien murailé, d'une section de 6 mètres carrés, d'un périmètre de 11 mètres et d'une longueur de 10000 mètres, livrerait passage à 15 mètres cubes d'air par seconde, à l'aide d'une dépression  $\lambda$  de

$$\lambda = 0,0004 \frac{10000^m \cdot 11^m}{6^m} \left( \frac{15}{6} \right)^2 = 45,83 \text{ millimètres d'eau,}$$

si sa construction était assez soignée pour abaisser la constante à 0,0004.

S'il était construit comme certaines galeries actuelles, c'est-à-dire grossièrement revêtu d'un boisage solide, il exigerait la même dépression, pour conduire le même volume d'air à la distance de

$$10000 \frac{0.0004}{0,0018} = 2222 \text{ mètres.}$$

Du reste, la longueur des galeries qui conduisent à une exploitation éloignée, même dans l'hypothèse où l'air se perdrait partiellement dans leur parcours, ne sera jamais un obstacle insurmontable à une exploitation à grande distance qui promet d'être lucrative, car un courant dirigé vers cette exploitation, peut être ranimé d'étape en étape à l'aide d'appareils de ventilation mus par des machines motrices à air comprimé ou à colonnes d'eau telles qu'on les construit aujourd'hui et qui peuvent être établies en un point quelconque d'une mine.

3° Lorsque les dépressions mécaniques ou produites par des foyers prennent une valeur assez considérable, on peut négliger dans ses prévisions, l'influence des causes naturelles de ventilation et admettre simplement que les carrés des volumes extraits d'une mine sont proportionnels aux dépressions artificielles. Ainsi, par exemple, supposons que, dans une mine, les causes naturelles de ventilation soient équivalentes à 15 millimètres d'eau, que cette mine fournisse 15 mètres cubes d'air quand la dépression mécanique est de 80 millimètres d'eau, et que l'on veuille savoir le volume d'air qui traversera cette mine quand la dépression mécanique atteindra 100 millimètres d'eau. On aura, en tenant compte des causes naturelles :

$$80 + 15 : 100 + 15 = (15)^2 : V^2 ;$$

$$\text{d'où } V = 16,50 \text{ mètres cubes.}$$

En négligeant ces causes naturelles, on trouverait :

$$80 : 100 = (15)^2 : V^2 ; \quad \text{d'où } V = 16,77 \text{ mètres cubes.}$$

La différence de ces résultats n'est pas assez grande pour que l'on ait à s'en préoccuper beaucoup. Cependant il serait plus rationnel d'apporter plus de rigueur dans ses prévisions, parce que dans les froids d'hiver et quand les dépressions mécaniques ne



sont pas très élevées, l'influence des causes naturelles devient, proportionnellement, beaucoup plus considérable, surtout dans les mines profondes.

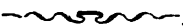
4° Toutes les fois qu'un courant général descendu dans une mine se divise en plusieurs branches qui se subdivisent elles mêmes pour se réunir ensuite de manière à reconstituer le courant général primitif, il arrive souvent que l'une de ces divisions ou subdivisions du courant général présente beaucoup plus de résistance que les autres au mouvement de l'air et qu'il faut augmenter volontairement la résistance des autres courants afin que ce courant de plus grande résistance devienne suffisant pour les besoins du chantier de travail qu'il doit desservir. Dans ce cas, il serait plus économique d'agir directement par un petit moteur spécial sur le courant de plus grande résistance pour lui communiquer une impulsion correspondante à l'excès de la dépression qu'il exige, sur la dépression des autres courants laissés libres. Le travail à dépenser par ce procédé serait égal au produit de l'excès de dépression exprimé en kil. par mètre carré, multiplié par le volume d'air qui constitue le courant de plus grande résistance ; tandis qu'en agissant par voie d'obstruction des autres conduits, le travail à dépenser pour arriver au même résultat serait le produit du même excès de dépression multiplié par la totalité du volume d'air qui sort de la mine. L'emploi d'un petit ventilateur spécial, au pied d'un montage, en tête d'une vallée ou à l'entrée d'une galerie en percement, peut donc diminuer dans une proportion considérable le travail de ventilation d'une mine donnée.

5° On a souvent proposé, pour apprécier l'excédant de résistance au mouvement de l'air, résultant de la présence d'appareils quelconques dans les puits de mines, de considérer ces appareils comme produisant simplement une diminution dans la section du conduit et un accroissement de vitesse ; puis d'évaluer la résistance occasionnée par chacun de ces étranglements, en la supposant représentée par la hauteur génératrice de l'accroissement de vitesse que l'air doit prendre en les traversant, ce qui suppose qu'à chaque étranglement, tout le surcroît de force vive que le courant y reçoit, est absorbé par les remous et ne contribue pas à faciliter la traversée de l'étran-

blement suivant ; mais on doit arriver ainsi à une appréciation trop élevée de la résistance, car, bien certainement, cet excès de force vive emmagasinée dans les passages retrécis devient une cause d'impulsion sur la masse d'air située au delà de l'étranglement, et il y a alors restitution d'une partie de ce travail emmagasiné. On n'a pas encore fait, sur ces conditions de mouvement de l'air, d'expériences bien concluantes.

---

Il reste maintenant à examiner les différents procédés employés pour produire les dépressions artificielles complémentaires des dépressions naturelles et à apprécier la valeur théorique et la valeur pratique de chacun d'eux.



## CHAPITRE DEUXIÈME.

### VENTILATION PAR LES FOYERS.

Nous venons de voir dans le 1<sup>er</sup> chapitre de cet ouvrage, que la cause première et principale du mouvement de l'air dans les mines, lorsque ce mouvement n'était pas aidé par l'action de causes artificielles, consistait dans la différence de densité des deux colonnes d'air comprises entre le point le plus bas de ces mines et le plan horizontal passant par l'orifice du puits le plus élevé dans l'atmosphère. La différence de poids de ces deux colonnes par unité de surface, constituait une hauteur génératrice de vitesse analogue à celle qui résulte de la différence de niveau des surfaces d'un même liquide dans deux vases communiquants.

La cause de cette différence de densité des deux colonnes qui communiquent par leurs pieds, est la plus haute température moyenne de la colonne d'air qui sort de la mine, et la hauteur génératrice de la vitesse de sortie augmente avec la différence des températures moyennes des deux colonnes et avec leur hauteur.

Il est alors facile de comprendre qu'en augmentant artificiellement la température moyenne de la colonne montante, on augmentera la hauteur génératrice de la vitesse et l'énergie de la ventilation, et que, pour diminuer le plus possible la densité moyenne de cette colonne montante, il faut élever sa température sur la plus grande partie possible de sa hauteur et, toutes les fois qu'on le peut, sur la hauteur entière.

Généralement l'échauffement artificiel de la colonne montante est impraticable entre le point le plus bas d'une mine et le pied du puits de sortie de l'air, et la plus grande hauteur sur laquelle elle puisse recevoir cette augmentation de température est restreinte à la hauteur verticale de ce puits.

On s'est longtemps contenté, autrefois, de prolonger par une haute cheminée en maçonnerie, le puits de sortie, pour augmenter la hauteur de la colonne d'air montante, et d'établir un foyer au pied de cette cheminée, ce qui laissait la libre disposition du puits pour l'établissement d'un appareil d'épuisement ou pour l'installation des échelles qui devaient servir à la descente et à la remonte des ouvriers ; puis on a augmenté la partie de la colonne montante soumise à l'action de la chaleur du foyer, en descendant celui-ci au bout d'une chaîne, jusqu'à une certaine profondeur dans le puits, au-dessous de la cheminée dont nous venons de parler ; mais ces procédés d'échauffement artificiel de la colonne montante ont été trouvés insuffisants lorsque les mines ont commencé à prendre un plus grand développement, parce qu'ils ne s'appliquaient qu'à une partie de cette colonne montante et que sa densité moyenne relative à sa hauteur totale, n'en était pas suffisamment diminuée.

C'est après toutes ces tentatives que l'on est arrivé à échauffer la colonne montante sur toute la hauteur du puits de sortie, en plaçant le foyer au pied de ce puits. Par cette disposition, la haute température artificiellement communiquée à l'air, se maintenait sur une bien plus grande hauteur et devenait l'origine d'une cause génératrice de vitesse de sortie plus grande et, par suite, d'une ventilation bien plus énergique. La partie de la colonne montante soustraite à l'échauffement artificiel, se réduit alors à la hauteur comprise entre le point le plus bas de la mine et le pied du puits de sortie. Il est évident qu'il eût été plus avantageux encore de placer le foyer en ce point le plus bas, pour porter à son maximum l'effet utile que l'on pouvait tirer de l'échauffement d'un volume d'air déterminé, en faisant porter la diminution de densité de la colonne montante sur la totalité de sa hauteur, mais l'établissement d'un foyer au milieu des travaux d'exploitation, offrait des inconvénients graves de plus d'une espèce et il a fallu se contenter d'appliquer le principe de l'échauffement de la colonne montante, dans la mesure permise par la nature des opérations qui s'exécutent dans une mine.

Dans toutes les exploitations actuelles ventilées par ce procédé, qui n'est qu'un développement artificiel du principe des



causes naturelles de ventilation, le foyer est, aujourd'hui, placé au bas du puits de sortie de l'air et nous ne nous occupons dans ce qui va suivre, que de cette méthode de ventilation par foyer, les autres que nous avons citées ci-dessus n'ayant plus qu'une importance purement historique.

Lorsque le puits de sortie de l'air ne doit servir à aucun autre usage et que l'air qui a traversé la mine ne contient aucun gaz inflammable, on peut installer tout simplement le foyer au point où la galerie de retour d'air débouche dans ce puits. Dans ce cas, on augmente un peu la section de cette galerie en ce point et le combustible se brûle sur une grille établie à une hauteur suffisante au-dessus du sol, pour permettre le nettoyage des barreaux par dessous et l'enlèvement des cendres. Une partie de l'air qui se rend dans le puits sert à alimenter la combustion et le surplus passe sans être brûlé au-dessus, au-dessous et parfois sur les côtés de la grille, en se mélangeant au bas du puits avec l'air brûlé pour constituer un courant à peu près homogène de composition et de température. Si l'on obligeait la totalité de l'air à traverser le foyer, il y en aurait plus qu'il n'en faut pour alimenter la combustion et l'on créerait ainsi une résistance à son mouvement qui se transformerait en un excédant inutile de la dépression nécessaire à la ventilation de la mine.

Cette disposition élémentaire oppose un grave obstacle à la libre communication de la galerie de retour d'air avec le puits qui lui sert de prolongement vers la surface du sol, et le plus ordinairement on la modifie de la manière suivante.

Près du puits de sortie, la galerie de retour d'air se bifurque, et le foyer se place dans une partie élargie du petit branchement qui se détache ainsi de la galerie principale et qui vient déboucher dans le puits de sortie un peu plus haut que cette galerie principale. On règle par des portes à guichets, placées en amont du foyer, la quantité d'air qui doit alimenter celui-ci. Dans ces conditions, le branchement ne reçoit que la quantité d'air nécessaire à la combustion et le surplus continue à se rendre dans le puits de sortie, par la galerie principale qui reste en libre communication avec ce puits. En faisant déboucher le branchement assez haut dans le puits de sortie pour que les

produits de la combustion qu'il verse dans celui-ci, ne soient plus à une trop haute température, on peut, dans quelques cas, continuer à faire monter ou descendre des ouvriers dans ce puits, ou y établir les appareils d'épuisement, mais c'est une disposition vicieuse parce que l'humidité inséparable de ces appareils refroidit trop promptement l'air chaud, augmente sa densité et diminue la puissance, cause première du mouvement de l'air, pendant que l'obstruction du puits augmente dans une proportion considérable, la résistance au mouvement du courant ventilateur et que l'humidité qui devient permanente dans le puits accélère rapidement la détérioration des appareils qu'il contient. Tant que la température ne dépasse pas 40° dans les points les plus échauffés de la hauteur du puits, les ouvriers peuvent les traverser sans être trop incommodés par la chaleur et par la fumée qui se dégage du foyer, lorsque celui-ci est alimenté avec intelligence ; plusieurs mines ont été et sont encore ventilées dans ces conditions.

Lorsque l'air qui se rend dans le puits de sortie est chargé d'hydrogène protocarboné en quantité suffisante pour faire redouter une explosion qui viendrait prendre naissance au foyer, il convient de modifier encore la disposition que nous venons de décrire.

On ne peut plus alors emprunter à la galerie générale de retour d'air la partie de ce fluide qui doit alimenter la combustion, puisqu'elle s'enflammerait d'une manière qui, dans certains cas, pourrait devenir permanente, et il faut puiser ailleurs que dans cette galerie de retour, l'air suffisamment pur qu'il convient de diriger sur le foyer. Celui-ci est, dans ce dernier cas comme dans le premier, placé dans une galerie spéciale qui débouche dans le puits d'aérage, mais qui n'a point de communication directe avec la galerie qui amène l'air vicié au pied de ce puits ; l'air qui doit servir à alimenter la combustion est amené par un conduit particulier sur le foyer, et il est emprunté tantôt à certaines parties de l'exploitation desquelles il ne se dégage pas assez de grisou pour faire redouter une explosion, quand il y en a de semblables dans la mine, tantôt au courant d'air pur qui arrive par le puits d'entrée, lorsque la mine fournit beaucoup de gaz inflammable

dans toute son étendue. La partie de galerie qui se trouve entre le foyer et le puits d'aérage doit être assez longue pour qu'il y ait certitude complète que les produits de la combustion qui parcourent ce conduit seront entièrement éteints en arrivant dans ce puits d'aérage où ils se mêlent aux gaz explosibles, afin que ces derniers ne s'enflamment point au contact des étincelles ou de l'air brûlé qui aurait conservé une trop haute température ; une distance d'une vingtaine de mètres entre le foyer et le point du puits d'aérage où débouche le conduit d'air brûlé, suffit généralement pour atteindre ce résultat.

Avant d'aborder l'examen des conditions économiques de la ventilation des mines par les foyers, il est nécessaire de rappeler quelques principes qui serviront de guide dans cette recherche.

*Volume de l'air avant et après la combustion.* La houille est composée de carbone, d'une petite quantité d'hydrogène et de quelques autres corps en trop faible proportion pour qu'il soit nécessaire d'en tenir compte dans la question qui nous occupe. Pour brûler 1 kil. de houille, il faudrait environ 9 mètres cubes d'air si la totalité de l'oxygène que contient ce gaz, était transformée en acide carbonique par sa combinaison avec le carbone, mais les meilleurs foyers n'utilisent guère que la moitié de l'oxygène qui les traverse, de sorte que l'on admet généralement qu'il faut 18 mètres cubes d'air pour brûler 1 kil. de houille. Dans ces conditions et lorsque le feu est bien conduit, la majeure partie du carbone se transforme en acide carbonique, une partie beaucoup plus faible et incomplètement brûlée, se transforme en oxyde de carbone, et l'hydrogène, en proportion variable, qui entre dans la composition du combustible, se transforme en eau par sa combinaison avec une petite partie de l'oxygène de l'air.

A la même température, le volume des gaz de diverses natures qui résultent de la combustion, est très approximativement le même que celui de l'air qui a traversé le foyer et il possède à peu près la même densité, car si, d'un côté, l'acide carbonique pèse plus que l'oxygène qui lui a donné naissance, en même volume à la même température et à la même tension, de l'autre, la petite quantité d'oxyde de carbone

et de vapeur d'eau qui résultent d'une combustion incomplète du carbone et de la combustion de l'hydrogène, pèsent moins que l'oxygène dont ils ont dépouillé l'air, et l'on admet généralement qu'il y a à peu près compensation, au moins avec le degré d'approximation nécessaire à la recherche des lois du mouvement de l'air sous l'action d'un accroissement de température de la colonne montante dans les mines, quoiqu'il y ait toujours, en réalité, une petite augmentation de volume après la combustion, indépendamment de celle qui provient de l'augmentation de température.

Il résulte de là qu'il est tout à fait indifférent, quand l'air a été porté par un foyer, à une certaine température dans un puits d'aérage, de connaître si la totalité de l'air a traversé le foyer ou si une partie seulement a servi à alimenter la combustion, puis est venue se mélanger au reste dans le puits en portant le mélange à cette température ; on aura, dans les deux cas, le même volume avant et après l'échauffement de la totalité de l'air qui a traversé la mine.

D'après cette convention, un volume  $V$  d'air qui arrive à la température  $t$  en amont du foyer, et avant son échauffement ou sa combustion partielle, devient dans le puits d'aérage, lorsqu'il y possède la température  $t'$  :

$$V \frac{1 + a t'}{1 + a t} ;$$

c'est-à-dire qu'il ne reçoit d'autre augmentation de volume que celle qui résulterait de son accroissement de température, s'il était simplement chauffé sans modification dans sa composition.

*Capacité calorifique de l'air.* La capacité calorifique de l'air, d'après les expériences de M. Regnault, est représentée par 0,237 ; en d'autres termes, pour élever de 1° du thermomètre centigrade, la température d'un kil. d'air, il faut 0,237 de calorie, ou les 0,237 de la quantité de chaleur qui est nécessaire pour élever de 0° à 1° la température d'un kil. d'eau.

*Puissance calorifique de la houille.* Toutes les houilles ne développent pas, en brûlant, la même quantité de chaleur, parce qu'elles n'ont pas identiquement la même composition,

mais les variations de leur puissance calorifique ne sont pas très considérables. On peut admettre que la combustion complète de 1 kil. de houille de qualité moyenne, donne naissance à 7500 calories. Dans les applications, cette combustion n'est jamais complète et les meilleurs foyers entretenus avec le plus de soin, ne fournissent pas plus de 7000 calories par kil. de houille brûlée ; dans beaucoup de ces foyers, la production de chaleur n'atteint que 4000 à 5000 calories quand le feu est mal dirigé ou que le combustible manque d'air et qu'il s'y produit beaucoup d'oxyde de carbone au lieu d'acide carbonique. Dans les considérations qui suivront, nous admettrons une production de 7000 calories par kil. de houille.

*Dépression correspondante à l'accroissement de température de la colonne montante.*

Représentons par  $H$  la hauteur des deux colonnes d'air à des températures différentes qui produisent le mouvement de l'air dans une mine,

$t$  la température moyenne de la colonne descendante,

$t'$  la température de la colonne montante,

$p$  le poids du mètre cube d'air à la température  $t$ .

La hauteur de la colonne montante étant  $H$ , la hauteur de la colonne descendante portée à la température  $t'$ , serait :

$$H \frac{1 + a t'}{1 + a t},$$

et la hauteur génératrice de la vitesse d'écoulement par l'orifice du puits de sortie, serait représentée par :

$$H \frac{1 + a t'}{1 + a t} - H = H \frac{a (t' - t)}{1 + a t}.$$

Cette hauteur génératrice qui est exprimée en air à la température  $t'$ , et qui est l'équivalent d'une dépression, peut être représentée par une hauteur en millimètres d'eau.

Une colonne exprimée en millimètres d'eau pèse, par mètre carré, 1 kil. par millimètre de hauteur, et une colonne exprimée en mètres d'air à la température  $t$ , pèse  $p$  par mètre de hauteur, donc la hauteur  $H$  exprimée en mètres d'air à la tempé-

rature  $t'$  pourra être représentée, en kil. par mètre carré, par le produit de  $H$  multiplié par le poids du mètre cube d'air à la température  $t'$ , ou par  $p \frac{1 + a t}{1 + a t'}$ . La hauteur génératrice ou dépression ci-dessus, en la désignant par  $h$ , en millimètres d'eau, aura donc pour valeur :

$$h = H \frac{a(t' - t)}{1 + a t} \times p \frac{1 + a t}{1 + a t'} = p H a \frac{t' - t}{1 + a t'}. \quad (X)$$

On peut aussi tirer de cette équation, la valeur de  $t'$ ; elle sera :

$$t' = \frac{h + p \cdot H \cdot a \cdot t}{a(p H - h)}. \quad (Y)$$

L'expression (Y) donne la température moyenne à laquelle l'air doit être porté dans la colonne montante, pour produire une tendance au mouvement, équivalente à une dépression  $h$  en millimètres d'eau.

L'expression (X) démontre un fait caractéristique que nous mettrons plus loin en évidence par une application numérique, et qui consiste en ce que tout accroissement de température de  $1^\circ$  dans la colonne montante, produit un accroissement de dépression dont la valeur devient de plus en plus petite à mesure que la température de cette colonne s'élève.

*Valeur de la constante  $n$  dans les puits d'aérage libres.* Les puits d'aérage, quand ils sont entièrement libres du haut en bas, peuvent être assimilés à des cheminées qui doivent livrer passage à une quantité déterminée d'air à haute température, et l'on trouve dans l'ouvrage de M. Pécelet sur les applications de la chaleur, des formules demi-pratiques, demi-théoriques, toujours employées avec succès dans l'industrie, pour déterminer la section des cheminées des foyers de chaudières à vapeur, lorsque l'on connaît la quantité d'air qui doit alimenter la combustion et s'échapper ensuite par ces cheminées.

Sans entrer ici dans les détails de ces formules qui paraissent d'accord avec la pratique, nous analyserons à notre point de vue particulier, une application numérique donnée par M. Pécelet lui même, et nous chercherons la valeur de la constante  $n$  qui en résulte.

M. Péclet admet que la température dans la cheminée sera de 300°, que pour brûler chaque kil. de houille, il faudra 18 mètres cubes d'air pris à 0°, et il cherche le diamètre de la cheminée cylindrique qui livrerait passage au volume d'air nécessaire pour la combustion de 50 kil. de houille par heure, dans l'hypothèse où la cheminée aurait 20<sup>m</sup> de hauteur et serait précédée d'un conduit horizontal de même section et de 20<sup>m</sup> de développement : soit un parcours total de 40<sup>m</sup> entre le foyer et le sommet de cette cheminée.

L'application de ses formules lui donne un diamètre de 0<sup>m</sup>,3272 pour le conduit général, et comme sa théorie repose sur le principe de la résistance au mouvement de l'air proportionnelle à la longueur du parcours, au périmètre de la section et inversement proportionnelle à cette section, principe que nous avons adopté nous même, il devient possible de déterminer la valeur de la constante  $n$  qui correspond à ce résultat.

Pour brûler 50 kil. de houille par heure, il faut :

$$\frac{18^{\text{m}^3} \cdot 50 \text{ kil}}{3600''} = 0,25 \text{ mètre cube d'air à } 0^\circ, \text{ par seconde.}$$

Ces 0<sup>m</sup>,25 d'air, portés à la température de 300°, prendront sous la même tension, un volume de

$$0,25 (1 + 0,00366 \cdot 300^\circ) = 0,529 \text{ mètre cube.}$$

La section du conduit est de

$$0,785 (0^{\text{m}},3272)^2 = 0,084 \text{ mètre carré.}$$

Le périmètre de ce conduit est de,

$$2\pi \cdot 0^{\text{m}}1636 = 1^{\text{m}},027.$$

La vitesse moyenne  $V$  que l'air devra prendre dans tout son parcours, sera :

$$V = \frac{0^{\text{m}^3},529}{0^{\text{m}^2},084} = 6^{\text{m}},29.$$

D'après ces données numériques, et d'après notre formule de résistance, la dépression correspondante à cette vitesse dans toute la longueur du conduit de 40<sup>m</sup>, serait :

$$h = n \frac{L \cdot D}{S} V^2 = n \frac{40 \cdot 1,027}{0,084} (6,29)^2 = n \cdot 19346.$$

D'autre part, d'après l'expression (X) rappelée ci-dessus, la dépression correspondante à la température  $t'$  de 300° dans une cheminée de 20<sup>m</sup> de hauteur, est égale à

$$h = a p . H \frac{t' - t}{1 + a t'} = 0,00366 . 1,^{m} 29 . 20^m \frac{300^{\circ} - 0^{\circ}}{1 + 0,00366 . 300} ;$$

d'où  $h = 13,503$  millimètres d'eau.

En égalant cette dépression à celle qui résulte de la formule de résistance, on trouve:

$$13,503 = \pi . 19346 ; \text{ d'où } \pi = 0,0007.$$

Cette valeur est, probablement, un peu trop considérable, parce que nous avons attribué toute la dépression aux résistances que l'air éprouve dans le conduit libre, et que, dans l'application de M. Pécelet, cette dépression doit subvenir à la fois à ces résistances et à la résistance spéciale qu'il rencontre dans son passage à travers la couche de combustible qui couvre la grille du foyer. Dans tous les cas, il résulte de cette analyse d'une application des formules dont on se sert habituellement dans la recherche des dimensions des conduits à fumée des chaudières, que la valeur de la constante  $\pi$ , pour les puits maçonnés en briques, comme les cheminées, est beaucoup plus faible que pour les galeries boisées des mines, mais, jusqu'à présent, on n'a pas fait d'expériences directes bien concluantes pour la déterminer. Il est cependant probable que cette valeur reste un peu supérieure à celle que M. d'Aubuisson a déterminée pour les conduites de vent en métal, parce que l'air en s'échappant du foyer, s'élève d'abord en tourbillonnant et qu'il en doit résulter des pertes de force vive. Dans les considérations qui vont suivre, nous admettrons cette valeur 0,0007 comme s'écartant probablement peu de la valeur réelle de la constante, pour les puits de mines qui ne sont pas toujours maçonnés avec le même soin que les cheminées.

Dans les applications numériques des lois de la résistance au mouvement de l'air dans les mines, dont nous nous sommes occupé antérieurement, nous avons appliqué aux puits, comme à tous les autres conduits, la constante moyenne 0,0018 et, d'après ce que nous venons de voir, il aurait fallu leur appliquer la constante 0,0007, mais ces puits étaient si larges et si peu profonds, que cette substitution n'aurait qu'une influence insensible sur les dépressions que nous avons déterminées et ne changerait rien aux conséquences générales tirées de ces applications.



Nous allons maintenant comparer les conditions économiques de ventilation par les foyers, aux conditions économiques de ventilation par dépression mécanique au sommet du puits d'aérage, dans l'hypothèse où la dépression par échauffement de la colonne montante, produirait la même ventilation effective qu'une dépression mécanique égale, ce qui n'est pas tout à fait exact.

Soient :  $V$  le volume d'air débité par seconde, avant le foyer,  
 $p$  le poids du mètre cube de cet air,  
 $t$  la température du même air, avant le foyer,  
 $t'$  sa température après son échauffement.

La quantité de calories nécessaire pour porter le poids  $p V$  d'air, de la température  $t$  à la température  $t'$ , sera :

$$0^{\text{cal}},237. p. V (t' - t).$$

A la température  $t'$  correspond une dépression  $h$  que l'on peut déterminer à l'aide de l'expression (X) de l'article précédent, qui donne ensuite la valeur (Y) de la température  $t'$  correspondante à la dépression  $h$ .

En substituant à  $t'$ , sa valeur donnée par l'équation (Y), dans l'expression ci-dessus de la quantité de calories appliquée à l'échauffement de l'air, on trouve :

$$0,237. p. V \left[ \frac{h + p H a t}{a (p H - h)} - t \right] = 0,237. p. V. h \frac{1 + a t}{a (p H - h)}.$$

Telle est l'expression générale de la quantité de calories nécessaire pour débiter un volume d'air  $V$  par seconde, sous une dépression  $h$  exprimée en millimètres d'eau, lorsque la profondeur du puits est  $H$  ; mais nous admettons, dans cette expression, qu'il n'y a aucune diminution dans la température  $t$  de l'air, depuis le bas du puits d'aérage jusqu'à son sommet.

Nous admettrons, d'autre part, qu'avec une dépense de 4 kil. de houille par heure, on peut toujours produire mécaniquement le travail utile d'un cheval vapeur, et comme, d'après ce que nous avons dit précédemment du travail mécanique de la ventilation, il faut un travail  $Vh$  pour extraire d'une mine un volume d'air  $V$  sous une dépression  $h$ , nous aurons pour dépense de combustible, par seconde et par kilogrammètre :

$$\frac{4^{\text{kil}}}{75^{\text{km}} \cdot 3600''} = 0^{\text{kil}}, 0000148$$

et pour un travail  $V \text{ h}$ ,

$$0,0000148. V. \text{ h}.$$

Un kil. de houille pouvant fournir 7000 calories par sa combustion, dans les meilleures conditions pratiques, la quantité de calories fournie par cette consommation de houille, sera :

$$0,0000148. V. \text{ h}. 7000 = 0,1036. V \text{ h}.$$

En égalant cette dépense de chaleur à celle que nous avons trouvée nécessaire pour produire la même ventilation sous la même dépression, par voie d'échauffement de la colonne montante, il vient :

$$0,1036. V. \text{ h} = 0,237. p. \text{ h}. V \frac{1 + a t}{a(pH - h)} ;$$

$$\text{d'où, } 0,1036 = 0,237. p \frac{1 + a t}{a(pH - h)} ,$$

$$\text{et } H = 625,33 (1 + a t) + \frac{h}{p} .$$

C'est la profondeur de puits d'aérage à laquelle la dépense de chaleur pour une ventilation quelconque dépendante du tempérament de la mine, reste la même, qu'elle soit produite par une dépression mécanique au sommet du puits d'aérage, ou qu'elle soit le résultat d'un échauffement de la colonne d'air sur toute la hauteur de ce puits.

Supposons, par exemple, que dans nos mines, la température moyenne  $t$  de la colonne descendante, soit de  $16^\circ$ , et que le poids moyen du mètre cube d'air à cette température, soit de 1 kil., 20, la formule ci-dessus deviendrait :

$$H = 662 + 0,833. h.$$

La profondeur à laquelle il y aurait égalité de dépense de chaleur pour produire la même ventilation sous la même dépression par les deux procédés, est donc d'autant plus grande que la dépression nécessaire pour donner naissance à cette ventilation, est plus élevée.

Si la dépression  $h$  était égale à 100 millimètres d'eau, l'équation fournirait :

$$H = 662 + 83,3 = 745^{\text{m}}, 3.$$

A une plus grande profondeur, la ventilation par échauffement de la colonne montante, serait plus économique que la ventilation par dépression mécanique, et à mesure que la profondeur deviendrait plus petite relativement à  $745^m3$ , la ventilation mécanique présenterait une économie de combustible de plus en plus considérable.

Il ne faut pas perdre de vue que ces conséquences sont relatives à l'hypothèse où tout le combustible brûlé pour échauffer la colonne montante produirait son maximum de chaleur, où la température de l'air échauffé se maintiendrait invariable depuis le foyer jusqu'au sommet du puits d'aérage, et où la dépression produite par l'échauffement de la colonne montante, produirait la même ventilation effective que la même dépression mécanique, ce qui n'est pas vrai, comme nous le démontrerons plus loin.

D'un autre côté, nous avons aussi admis que tout le travail mécanique produit à l'aide de 4 kil. de houille parcheval d'effet utile sur l'arbre de la manivelle, se transformait en travail de ventilation effective, tandis qu'il faudrait en retrancher toute la partie inutilement consommée par l'appareil spécial de ventilation, adopté.

Il y aurait donc à faire, sur l'emploi de chacun des procédés, un décompte de travail ou une évaluation des pertes de travail ou de chaleur qui en sont inséparables, et nous reviendrons tout à l'heure sur cette question, dans un examen plus détaillé de la valeur relative de ces procédés.

*Comparaison des effets dus aux dépressions produites par les deux procédés.* La dépression correspondante à un certain accroissement de la température de l'air dans le puits d'aérage et la dépression égale due à l'action d'un appareil mécanique au sommet de ce puits, n'ont pas la même action sur la ventilation effective d'une mine. En effet, si l'on néglige dans la masse d'air en mouvement les variations de densité qui se produisent sous la même température ou sous des températures qui ne varient que de quelques degrés, on pourra admettre que le volume d'air qui pénètre dans une mine est le même que celui qui en sort, lorsque le mouvement est dû à une dépression mécanique. Lorsqu'il est dû à un échauffement de la colonne mon-

tante, le volume à la sortie de la mine l'emporte sur le volume à l'entrée, de toute la quantité dont celui-ci s'est dilaté sous l'action de l'accroissement de température que lui a communiqué le foyer ; de sorte qu'en admettant que tout le parcours de l'air ait été estimé, par la méthode que nous avons indiquée, en longueur de conduit de même section d'un bout à l'autre, la vitesse dans ce conduit, sera plus grande dans la partie qui représente le puits d'aérage que dans l'autre, si la température a été artificiellement augmentée dans la première, tandis qu'elle sera la même dans tout le parcours, au moins approximativement, si la température n'a que faiblement varié, comme dans l'emploi des dépressions mécaniques.

Il résulte de cette observation, qu'une dépression mécanique subvient à la consommation des résistances en se répartissant en parties égales sur chaque unité de longueur du conduit total de section uniforme qui a été substitué aux conduits effectifs, et qu'une dépression égale due à un accroissement de température, se répartit en parties inégales par unité de longueur du même conduit total; la part de dépression correspondante à la partie de ce conduit qui a subi l'augmentation de température, étant plus considérable que la part correspondante à la portion dans laquelle l'air a conservé, approximativement, la température qu'il possédait à son entrée dans la mine. Il reste donc moins de dépression disponible pour subvenir aux résistances dans la mine lorsque le mouvement de l'air est produit par la dilatation de la dernière partie du courant que lorsqu'il est produit par une dépression mécanique, et la quantité d'air qui pénètre effectivement dans les travaux y est moindre quoique le volume d'air qui s'échappe par le sommet du puits d'aérage y soit plus considérable. A ce point de vue, la dépression mécanique est préférable à l'autre.

*Limites de la ventilation par les foyers.* Les dépressions, toutes choses égales d'ailleurs, doivent croître comme les carrés des vitesses de circulation de l'air, et la vitesse dans la partie du parcours soumise à l'accroissement de température, étant d'autant plus grande relativement à la vitesse dans la partie non échauffée du courant, que l'accroissement de température a été plus considérable, il en résulte évidemment que la partie

de la dépression totale disponible, afférente à la partie échauffée, augmente plus rapidement, pour la même longueur de parcours, dans cette partie que dans l'autre, et qu'il y a une certaine limite de température artificielle au-delà de laquelle l'accroissement de la dépression générale, pour 1° centigrade d'augmentation de température de la colonne montante, devient précisément égal à l'accroissement de dépression qui correspond à l'augmentation de vitesse de l'air dans le puits d'aérage sous la simple action de la dilatation produite par ce degré d'augmentation de température.

Avant d'arriver à cette température limite, le volume d'air frais appelé dans les travaux croît très lentement avec la température, surtout dans le voisinage de la température limite, et quand celle-ci est atteinte, une augmentation de température de la colonne montante n'augmente plus le volume d'air frais qui pénètre dans la mine. Bien plus, si on la dépasse, ce volume d'air frais destiné à assainir les travaux devient de plus en plus petit à mesure que la température devient plus élevée.

Nous allons essayer de donner, par une application à une mine déterminée, une idée plus nette du principe important que nous venons de mentionner.

Nous supposons qu'une mine, dont le puits d'aérage a 600<sup>m</sup> de profondeur, soit traversée par un volume de 8 mètres cubes d'air à 12° sous l'action simple des causes naturelles de ventilation ; que la température moyenne de la colonne descendante soit de 16°, la température moyenne de la colonne montante de 25°, et que la valeur de la constante  $\alpha$  pour le puits d'aérage qui a 3<sup>m</sup> de diamètre, soit de 0,0007, chiffre que nous avons trouvé, approximativement, pour les cheminées ordinaires des foyers des chaudières à vapeur.

Le volume d'air de 8 mètres cubes à 12°, deviendra :

$$\text{à } 16^{\circ}, 8 \frac{1 + 0,00366 \cdot 16^{\circ}}{1 + 0,00366 \cdot 12} = 8,112 \text{ mètres cubes.}$$

$$\text{à } 25^{\circ}, 8 \frac{1 + 0,00366 \cdot 25^{\circ}}{1 + 0,00366 \cdot 12} = 8,364 \text{ mètres cubes.}$$

La section S du puits sera de

$$0,785(3)^2 = 7,068 \text{ mètres carrés ;}$$

Son périmètre P, de

$$6,263. 1^m,50 = 9^m,424 ;$$

La vitesse V' de l'air, dans le puits d'aérage, sera :

$$\frac{8^m,364}{7^m,068} = 1^m,184,$$

et la partie de la dépression totale absorbée par le mouvement de l'air dans ce puits, sera :

$$h' = n \frac{LP V'^2}{S} = 0,0007 \frac{600^m. 9,424}{7,068} (1,184)^2 = 0,785 \text{ millimètre d'eau.}$$

D'un autre côté, l'expression (X) démontrée plus haut, fournit pour dépression totale correspondante à la température de 16° dans la colonne descendante et de 25° dans la colonne montante,

$$h = a. p. H. \frac{t' - t}{1 + a t'} = p. 0,00366. 600 \frac{25^\circ - 16^\circ}{1 + 0,00366. 25^\circ}.$$

Si l'on admet que le poids du mètre cube d'air à 16°, soit de 1 kil., 20, il viendra :

$$h = 21,728 \text{ millimètres d'eau.}$$

La dépression totale étant de 21<sup>mm</sup>,728 et la partie de cette dépression absorbée par la résistance de l'air dans le puits d'aérage, de 0,785, la résistance correspondante au mouvement de l'air dans le surplus de la mine sera représentée par une dépression de

$$21,728 - 0,785 = 20,943 \text{ millimètres d'eau.}$$

Nous supposons, de plus, que dans cette mine, il y a un assez long parcours dans une série de conduits qui ne s'écartent pas beaucoup du plan horizontal, passant par le bas des puits de descente et de remonte de l'air, et que la température de 25° est atteinte longtemps avant que cet air arrive au puits de remonte, de façon à rendre plausible l'hypothèse d'une même vitesse de l'air dans la mine et dans le puits d'aérage, si l'ensemble des conduits souterrains était remplacé par un conduit unique de même section que ce puits et d'une longueur telle qu'il présentât la même résistance que cet ensemble de conduits souterrains, au mouvement d'un volume d'air quelconque.

Dans cette hypothèse, la longueur de ce conduit unique serait

proportionnée à la dépression correspondante au parcours de la mine comparativement à la dépression correspondante au parcours du puits d'aérage, et l'on aurait :

$$L : 600^m = 20^{mm},943 : 0^{mm},785 ;$$

$$\text{d'où } L = 16007^m.$$

Toute cette mine, moins le puits d'aérage, équivaut donc, comme résistance au mouvement de l'air, à un conduit unique, circulaire, de 3<sup>m</sup> de diamètre, et de 16007<sup>m</sup> de longueur, et pour lequel la dépression correspondante à une vitesse quelconque du fluide, pourra être déterminée à l'aide de la même valeur de la constante  $n$  ; soit 0,0007 pour tout le développement du parcours.

Toutes ces bases préliminaires étant posées, il devient possible de déterminer le volume d'air frais à 16° qui entrera dans la mine et le volume d'air chaud qui en sortira, à toutes les températures auxquelles on voudra porter l'air dans le puits de sortie, à l'aide d'un foyer placé au bas de ce puits.

Soient :  $t'$  la température produite par l'action du foyer ;

$t = 16^\circ$  la température moyenne dans le puits de descente ;

$V$  la vitesse de l'air frais dans la mine ramenée à un conduit unique de 16007 de longueur, et supposée égale à celle qui existe dans le puits de descente, malgré les quelques degrés de variation de température qui peuvent se manifester dans cette partie du conduit général, afin de ne pas compliquer les calculs ;

$V'$  la vitesse de l'air dans le puits d'aérage ;

$H_1$  la dépression totale due à la différence  $t' - t$  des températures des colonnes montante et descendante ; ce sera en même temps la dépression correspondante au mouvement de l'air dans la totalité du conduit unique.

La dépression  $H_1$  sera donnée par l'expression connue (X),

$$H_1 = a. p. H \frac{t' - t}{1 + a t'} = 0,00366.1^{kl}, 20.600^m \frac{t' - t}{1 + a t'} ;$$

$$\text{d'où } H_1 = 2,6352 \frac{t' - t}{1 + a t'} . \quad (K)$$

La dépression correspondante aux deux vitesses  $V$  et  $V'$  dans les deux parties du conduit unique, conformément à l'expression générale  $h = n \frac{L P V^2}{B}$ , sera :

$$H_1 = 0,0007 \frac{16007. 9^m,424}{7^m,068} V^2 + 0,0007 \frac{600. 9^m,424}{7^m,068} V'^2 ;$$

$$\text{d'où } H_1 = 14,94. V^2 + 0,56. V'^2.$$

$$\text{Mais } V' = V \frac{1 + a t'}{1 + a. 16^\circ} = 0,9447. V (1 + a t'),$$

$$\text{et } V'^2 = V^2 (0,8925 + 0,00653. t' + 0,000012. t'^2).$$

La dépression correspondante à la résistance totale au mouvement de l'air, dans toute la longueur du conduit unique, devient alors :

$$H_1 = V^2 (15,8325 + 0,00653. t' + 0,000012. t'^2). \quad (Z)$$

A l'aide des deux valeurs (K) et (Z) de  $H_1$ , on peut trouver la valeur de la vitesse  $V$  dans la partie du conduit qui représente toute la mine moins le puits de remonte et, par suite, le volume d'air frais qui pénétrera dans la mine, pour une température quelconque  $t'$  produite par le foyer dans ce puits de remonte, et l'on en pourra tirer ensuite la vitesse  $V'$  et le volume d'air qui en sortira à la température  $t'$ , à l'aide de l'expression :

$$V' = 0,9447. V (1 + a t').$$

Nous avons rassemblé dans le tableau (A) tous les résultats de l'application des expressions (K) et (Z) à la recherche des vitesses  $V$  et  $V'$  que l'air prendrait dans la partie du conduit unique où la température est supposée constante et de  $16^\circ$ , et dans le puits d'aérage, pour diverses températures  $t'$  produites dans ce puits par un foyer.



(A)

Température dans le puits d'aérage. °	Dépression naturelle m. d'eau.	Dépression artificielle m. d'eau.	Dépression totale m. d'eau.	Vitesse moyenne de l'air à la temp. moyenne de 16° dans la mine. Mètres.	Vitesse de l'air dans le puits d'aérage. Mètres.	Volume d'air à 16° entré dans la mine. Mètres cubes.	Volume d'air à la tem- pérature $t'$ , qui sort par le puits d'aérage. Mètres cubes.
25°	21,728	0,000	21,728	1 <sup>m</sup> ,147	1 <sup>m</sup> ,184	8 <sup>m</sup> <sup>3</sup> ,112	8 <sup>m</sup> <sup>3</sup> ,364
30°	21,728	11,312	33,24	1,439	1 <sup>m</sup> ,308	10,173	10,661
35°	21,728	22,652	44,38	1,662	1,771	11,750	12,520
40°	21,728	33,352	55,18	1,831	1,999	13,086	14,280
45°	21,728	45,882	65,61	2,014	2,215	14,238	15,660
50°	21,728	54,002	75,73	2,163	2,416	15,292	17,081
55°	21,728	63,822	85,55	2,396	2,606	16,252	18,424
60°	21,728	73,342	95,07	2,417	2,779	17,088	19,647
100°	21,728	140,312	162,04	3,124	4,030	22,086	28,492
200°	21,728	253,222	279,93	3,931	6,445	27,792	45,566
300°	21,728	338,002	356,73	4,347	8,607	30,733	60,831
400°	21,728	388,932	410,68	4,491	10,464	31,751	73,980
500°	21,728	428,932	450,68	4,324	12,094	31,973	83,498
600°	21,728	459,792	481,52	4,492	13,562	31,758	93,900
700°	21,728	484,302	506,03	4,388	14,787	31,023	104,544
800°	21,728	504,242	525,97	4,279	15,875	30,252	112,336
900°	21,728	520,772	542,50	4,153	16,869	29,375	119,163
1000°	21,728	534,722	556,45	4,025	17,710	28,456	125,209
1100°	21,728	546,622	568,33	3,891	18,481	27,509	130,670
1200°	21,728	556,912	578,64	3,761	19,181	26,590	135,609
1300°	21,728	565,902	587,63	3,630	19,747	25,664	139,611
1400°	21,728	573,812	595,54	3,504	20,288	24,773	143,436
1500°	21,728	580,832	602,56	3,381	20,759	23,903	146,766
2000°	21,728	606,342	628,27	2,858	22,463	20,206	138,813
3000°	21,728	634,652	656,38	2,159	24,513	15,122	171,892
4000°	21,728	649,532	671,26	1,694	25,037	11,796	177,011

La première colonne comprend l'indication des températures créées dans le puits d'aérage, à partir de 25° qui est la température qui produit la ventilation naturelle avant l'intervention du foyer.

La quatrième colonne renferme les dépressions totales dues à la différence des températures dans le puits de descente et dans le puits de remonte ; l'expression (K) a fourni les chiffres de cette colonne.

La deuxième colonne contient la part de la dépression totale qui incombe à l'influence des causes naturelles et que nous avons trouvée de 21,728 millimètres d'eau pour tous les volumes d'air traversant la mine.

La troisième colonne renferme les différences entre les dépressions totales aux diverses températures dans le puits d'aérage et la dépression naturelle constante, ces différences représentent la part de dépression inhérente à l'action des causes artificielles de ventilation.

La cinquième colonne contient la vitesse  $V$  de l'air dans la partie non échauffée du courant à laquelle nous supposons une température constante de  $16^\circ$ , quoique nous en ayons adopté une autre un peu plus élevée dans la détermination de la longueur du conduit unique qui représente tous les conduits de la mine moins le puits d'aérage, mais cette différence d'appréciation est sans influence sensible sur les résultats obtenus. Ces vitesses sont déterminées à l'aide de l'expression (Z).

La septième colonne est formée des volumes d'air frais à  $16^\circ$  qui circulent dans la mine aux diverses températures créées dans le puits d'aérage; ils ont été déterminés en multipliant les vitesses  $V$  par la section du conduit qui est de  $7^m \cdot 068$ .

La sixième et la huitième colonne comprennent les vitesses  $V'$  et les volumes d'air dans le puits d'aérage aux diverses températures; les vitesses  $V'$  ont été déterminées par l'expression  $V' = 0,9447 \cdot V (1 + a t')$  et les volumes en multipliant ces vitesses  $V'$  par la section  $7^m \cdot 068$ .

Voici un de ces calculs pour la température de  $100^\circ$ , par exemple, dans le puits d'aérage.

A  $100^\circ$ , l'expression (K) fournit :

$$H_1 = a.p. H \frac{t' - t}{1 + a t'} = 0,00366 \cdot 1^{kl}, 20.600^m \frac{100^\circ - 16^\circ}{1 + 0,00366 \cdot 100^\circ} \\ = 162,04 \text{ millimètres d'eau.}$$

La dépression naturelle due à la température de  $25^\circ$  qui existait dans ce puits, étant de  $21^{mm}, 728$ , la part de dépression due à l'échauffement jusqu'à  $100^\circ$ , est de

$$162,04 - 21,728 = 140,312 \text{ millimètres d'eau.}$$

L'expression (Z) donne alors :

$$H_1 = V^3 [15,8325 + 0,00653 \cdot 100^\circ + 0,000012 (100^\circ)^2] \\ = 140^{\text{mm}},312 ; \\ \text{d'où } V = 3^{\text{m}},124.$$

Le volume d'air frais entré dans la mine, à  $16^\circ$ , est donc de  $3^{\text{m}},124 \cdot 7^{\text{m}^2},068 = 22,086$  mètres cubes d'air par seconde.

La vitesse  $V'$  dans le puits d'aérage, est au même instant :

$$V' = 3,124 \cdot 0,9447 (1 + 0,00366 \cdot 100^\circ) = 4^{\text{m}},030, \\ \text{et le volume qui s'échappe par le sommet de ce puits, est de} \\ 4,030 \cdot 7^{\text{m}^2},068 = 28,492 \text{ mètres cubes.}$$

On voit, à l'inspection de ce tableau, que le volume d'air frais qui est appelé dans la mine, augmente d'abord assez rapidement à mesure que la température s'élève dans le puits d'aérage, puis que cette augmentation devient plus lente quand la température devient très haute et qu'elle se transforme en diminution dans le voisinage de  $500^\circ$ . Au delà de cette ventilation maxima, la quantité d'air frais qui pénètre dans la mine devient de plus en plus petite à mesure que la température devient plus haute et, pendant ce temps, le volume d'air chaud qui sort par l'orifice du puits d'aérage, continue à augmenter.

On peut constater aussi, par les chiffres de la quatrième colonne, que la dépression qui, de  $25^\circ$  à  $35^\circ$ , augmente de  $44,38 - 21,728 = 22,652$  millimètres pour un accroissement de température de  $10^\circ$  ; soit une augmentation moyenne de  $2^{\text{mm}},265$  par degré, n'augmente plus que de  $481,52 - 450,68 = 30,84$  millimètres en passant de  $500^\circ$  à  $600^\circ$ , ou pour une augmentation de température de  $100^\circ$ , ce qui correspond, entre ces limites, à un accroissement moyen de dépression égal à  $0^{\text{mm}},308$  pour chaque degré d'augmentation de température. Vers les températures de  $3000^\circ$  à  $4000^\circ$  l'accroissement de la dépression devient insensible.

Ce singulier effet tient à la cause suivante :

La hauteur génératrice de la vitesse de sortie par le sommet du puits d'aérage, qui représente la dépression, est exprimée, comme nous l'avons vu précédemment, en colonne d'air à la température qui règne dans ce puits de sortie ; c'est l'excédant de hauteur que la colonne descendante présenterait sur la hau-

teur de la colonne montante si la première était portée à la température de la seconde.

Or, par degré centigrade d'augmentation de température, la colonne descendante augmenterait de hauteur d'une quantité constante et, à ce point de vue, la hauteur génératrice croîtrait proportionnellement à la température de la colonne montante; mais cette hauteur génératrice est celle d'une colonne d'air dont la densité diminue à mesure que sa température s'élève; de sorte que son poids par unité de surface, ou la dépression en millimètres d'eau qu'elle représente, n'augmente pas aussi rapidement avec sa température, que sa hauteur.

Cette dépression est proportionnelle à la température et en raison inverse de la densité de l'air dans le puits de remonte. Il en résulte évidemment que plus la température, dans ce puits, est élevée, ou plus la colonne génératrice de vitesse ou de dépression diminue de densité, moins son accroissement de hauteur constant pour chaque degré d'augmentation de température produit d'augmentation dans la dépression totale. C'est ce que les chiffres de la quatrième colonne du tableau (A) démontrent d'une manière très claire.

Il est aussi très facile de prouver, par un examen spécial des chiffres contenus dans ce tableau, l'exactitude du principe que nous avons posé ci-dessus concernant la limite de ventilation.

Nous voyons dans ce tableau que le maximum de ventilation effective ou appliquée à l'assainissement de la mine, se trouve aux environs de la température de 500° dans le puits d'aérage, mais comme les accroissements de température que nous avons adoptés, sont assez considérables, on ne sait si le maximum effectif se trouve entre 400° et 500°, à 500°, ou entre 500° et 600°.

S'il est entre 400° et 500°, l'augmentation de la dépression, en passant de la température 500° à la température 501° devra être plus petit que l'accroissement de dépression qui correspond à l'augmentation de vitesse dans le puits de remonte seulement, dans l'hypothèse où cette augmentation de vitesse ne résulterait que de la dilatation correspondante à un accroissement de température de 1° dans une quantité d'air égale à celle qui pénètre dans la mine à 500°. Si la première de ces dépres-

sions est plus grande que la deuxième, c'est que le maximum de ventilation effective ne se manifeste qu'au delà de 500°.

S'il se trouve, au contraire, entre 500° et 600°, la même vérification sur la température de 600° fournira une valeur plus petite pour la première dépression que pour la seconde.

Voici cette vérification.

A 500° la dépression totale est de

$$a p H \frac{t' - t}{1 + a t'} = 0,00366. 1^{kl}, 20. 600^m \frac{500^\circ - 16^\circ}{1 + 0,00366. 500},$$

à 501° elle est de

$$0,00366. 1, 20. 600^m \frac{501^\circ - 16^\circ}{1 + 0,00366. 501}.$$

De 500° à 501°, l'accroissement de la dépression totale est donc égal à la différence de ces quantités ou à

$$0,00366. 1^{kl}, 20. 600^\circ \left[ \frac{485}{2,83360} - \frac{484}{2,83000} \right] = 0^{mm}, 3478 \text{ d'eau.}$$

D'autre part, à 500°, la vitesse V' dans le puits d'aérage, est d'après le tableau, de 12<sup>m</sup>,094, et la dépression correspondante à cette vitesse pour le parcours de ce puits seulement, est

$$n \frac{L P}{S} V'^2 = 0,0007 \frac{600. 9,424}{7,068} (12,094)^2.$$

A 501°, dans l'hypothèse où la quantité d'air qui pénètre dans la mine, n'aurait pas changé, le volume d'air chaud traversant le puits d'aérage, qui est de 85,498 mètres cubes à 500°, devient :

$$85,498 \frac{1 + a. 501}{1 + a. 500} = 85,690 \text{ mètres cubes,}$$

et la vitesse V' dans ce puits, s'élève à

$$\frac{85,690}{7^{m^3}, 068} = 12^m, 109.$$

La dépression correspondante est alors de

$$0,0007 \frac{600. 9,424}{7,068} (12,109)^2,$$

et l'accroissement de la dépression correspondante aux résis-

tances éprouvées par l'air à son mouvement dans le puits d'aérage seulement, de

$$0,0007 \frac{600.9,424}{7,068} [(12,109)^2 - (12,094)^2] \\ = 0,20 \text{ millimètre d'eau.}$$

Donc l'accroissement de résistance provenant de l'augmentation de vitesse dans le puits d'aérage seulement, est plus petit que l'augmentation de la dépression totale quand l'air est porté de la température 500° à la température 501°, et il reste une petite partie de cet accroissement de la dépression totale pour produire une augmentation du volume d'air frais qui pénètre dans la mine. Il en résulte que la limite de ventilation doit se trouver au-delà de 500°.

Passons à l'épreuve semblable sur la température de 600° :

L'accroissement de la dépression totale en passant de la température 600° à la température 601, sera, d'après la méthode appliquée ci-dessus :

$$0,00366. 1^{ku}, 20.600 \left[ \frac{601-16}{1+a.601} - \frac{600-16}{1+a.600} \right] \\ = 0,218 \text{ millimètre d'eau.}$$

La vitesse  $V'$  dans le puits d'aérage qui, à 600°, est de 13<sup>m</sup>,562, deviendrait à 601° dans l'hypothèse où le volume d'air entré dans la mine ne changerait pas,

$$13,562 \frac{1+a.601}{1+a.600} = 13^m,578.$$

L'accroissement de dépression correspondant à l'accroissement de la vitesse et pour le parcours du puits seulement, deviendra :

$$0,0007 \frac{600.9,424}{7,068} [(13,578)^2 - (13,562)^2] = 0^{mm},263 \text{ d'eau.}$$

C'est plus que l'augmentation de la dépression générale qui est de 0<sup>mm</sup>,218, et il en résulte que l'accroissement de résistance que présente le puits d'aérage, par suite de l'accroissement de vitesse de l'air pour 1° d'augmentation de température, sans augmentation dans la quantité effective d'air qui traverse ce puits à 600°, suffit et au-delà pour absorber toute

l'augmentation de dépression totale provenant de cet échauffement de  $1^{\circ}$ . La limite de ventilation effective se trouve donc en deçà de  $600^{\circ}$ , et au-delà de  $500^{\circ}$ . On pourrait, à l'aide de quelques tâtonnements, la déterminer avec plus de précision, mais les vérifications que nous venons de faire suffisent pour mettre le principe en évidence et c'est le seul résultat que nous nous proposons d'atteindre.

Si le puits d'aérage était construit avec peu de soin ou s'il présentait des résistances particulières au mouvement de l'air, qui auraient pour effet d'augmenter la valeur de la constante  $n$ , la limite de ventilation par échauffement de la colonne montante, se trouverait à une température bien inférieure à celle que nous venons de déterminer approximativement, et d'autant plus basse que ce puits présenterait plus de résistances ; cela résulte évidemment de toutes les considérations qui précèdent et elles fournissent les moyens de déterminer cette température limite pour une valeur quelconque déterminée de cette constante  $n$ .

Il ressort encore de toutes ces théories, que la ventilation par échauffement de la colonne montante présente d'autant plus d'avantages que les puits sont plus profonds, plus larges, que la mine a un tempérament plus favorable ou reçoit plus d'air sous la même dépression, et que ces avantages décroissent rapidement à mesure que le tempérament de la mine s'aggrave, et qu'il faut une plus haute température dans le puits d'aérage pour faire pénétrer plus d'air frais dans les travaux, au point que lorsqu'on a dépassé une certaine température dans ce puits, toute tentative d'activer encore la ventilation en brûlant plus de combustible, serait vaine et ne servirait qu'à diminuer celle que l'on a pu obtenir.

Cette lenteur d'accroissement de la ventilation au-delà de certaines limites de température, malgré une augmentation rapide de la quantité de combustible brûlé pour la produire, et l'impossibilité de dépasser certaines limites, même au prix des plus grands sacrifices en combustible brûlé, ont été parfaitement constatées dans les mines anglaises et l'on n'y regarde plus la ventilation par les foyers que comme applicable aux mines très faciles à ventiler et lorsque l'on peut y obtenir une

quantité d'air suffisante pour les assainir, sans porter la température de la colonne montante au-delà de 50° à 60°.

Lorsque les foyers sont alimentés avec de l'air emprunté directement au courant d'air frais qui descend dans la mine, la température limite de ventilation est encore bien plus basse que celle qui résulterait des considérations précédentes, et l'accroissement de la ventilation utile, bien plus lent à mesure que l'on se rapproche de cette température limite. En effet, la même différence de température entre le puits d'entrée et le puits de sortie de l'air, produit, dans ce cas, la même dépression totale, que lorsque la totalité de l'air qui pénètre par le puits d'entrée est utilisée pour l'assainissement de la mine, mais les résistances au mouvement sont augmentées de toutes celles qui correspondent au volume d'air qui descend par le puits d'entrée, se dirige directement vers le foyer et passe de là dans le puits d'aérage après avoir subi une dilatation plus ou moins considérable. Il faut ici une dépression totale bien plus considérable pour faire pénétrer dans les travaux la même quantité d'air que lorsque la totalité de l'air entrant est utilisée, et il faut porter l'air à une plus haute température dans le puits de sortie pour donner naissance à cette dépression plus grande. On aggrave donc ainsi, notablement, les conditions de ventilation effective et l'on se rapproche des conditions de température dans lesquelles l'action des foyers devient de plus en plus inefficace.

D'un autre côté, lorsque l'on augmente la température de l'air sortant, de 1°, on augmente la dépression de la même quantité que si tout l'air avait balayé la mine, mais l'accroissement de résistance au mouvement de l'air dans le puits d'aérage se compose alors, non-seulement de l'excédant dû à la dilatation et à l'augmentation de vitesse de l'air qui a traversé les travaux, mais encore de l'excédant dû à la dilatation du courant particulier qui alimente le foyer et qui exige une quantité d'air toujours plus grande à mesure que l'on brûle plus de combustible pour élever davantage la température dans le puits d'aérage. On arrive donc plus vite, dans les mines ainsi ventilées, à cette limite de température où l'accroissement de dépression, pour 1° d'augmentation de température, devient



égal à la dépression correspondante à l'accroissement de vitesse de l'air qui a balayé les travaux, plus le surcroît occasionné par cette quantité toujours croissante d'air qui doit alimenter la combustion, se dilater en traversant le foyer et augmenter les résistances au mouvement sur tout son parcours, sans profit pour la ventilation effective de la mine.

Il serait facile, à l'aide des notions précédentes et des résultats connus sur la quantité d'air nécessaire à la combustion d'un poids donné de houille et sur la quantité de chaleur que peut développer cette combustion, de déterminer dans un cas particulier donné, la limite de température à laquelle l'action d'un foyer cesserait d'augmenter avec la température, dans une mine ventilée par ce procédé, mais les calculs de cette espèce, quoiqu'ils n'offrent aucune difficulté spéciale, sont trop longs, pour que nous en donnions un exemple ici.

*Conditions économiques de la ventilation par foyers.* Avant de rechercher avec un peu plus de précision les conditions économiques de ventilation par les foyers, comparativement aux conditions économiques de ventilation par machines, nous allons montrer plus nettement que ci-dessus, qu'une dépression donnée produite par l'un ou par l'autre des procédés, n'a pas la même action sur la ventilation effective d'une mine, même lorsque le foyer n'est alimenté qu'avec l'air qui a été utilisé dans les travaux. Il suffira, pour cela, de reprendre l'application numérique dont tous les résultats principaux sont consignés dans le tableau (A) et de mettre en regard des volumes d'air qui traversent utilement les travaux, lorsque la dépression artificielle est produite par un foyer, les volumes d'air qui pénétreraient dans les mêmes travaux si la dépression était produite mécaniquement au sommet du puits d'aérage.

Pour trouver ces derniers volumes, il suffit de rappeler, d'une part, que la température de la colonne descendante a été supposée de 16°, celle de la colonne montante, avant échauffement artificiel, de 25°, et que la dépression naturelle correspondante à cette différence de température était de 21,728 millimètres d'eau et, d'autre part, que la mine tout entière a été ramenée à un conduit unique de 3<sup>m</sup> de diamètre et comprenant deux longueurs, l'une de 16007<sup>m</sup> affectée au parcours de l'air à 16° et

l'autre de 600<sup>m</sup> affectée au parcours de l'air à la température qui règne dans le puits d'aérage et qui, dans le cas de ventilation mécanique, sera toujours de 25° quelle que soit la dépression génératrice de la vitesse.

En représentant par : V la vitesse de l'air dans la partie du conduit de 16007<sup>m</sup> de longueur,  
V' la vitesse dans la partie de 600<sup>m</sup>,  
H la dépression totale, somme de la dépression naturelle et de la dépression artificielle produite mécaniquement ou par foyer,

$$\text{on aura d'abord} \quad V' = V \frac{1 + a. 25^\circ}{1 + a. 16^\circ} = 1,031 V,$$

puis

$$H = 0,0007 \frac{16007.9,424}{7,068} V^2 + 0,0007 \frac{600.9,424}{7,068} (1,031. V)^2,$$

d'où

$$H = 15,525. V^2.$$

En substituant à H les dépressions totales indiquées dans le tableau (A), on tire de cette équation les diverses valeurs de V qui, multipliées par la section du conduit qui est de 7<sup>m²</sup> 068, fournissent le volume d'air à 16° qui pénètre effectivement dans les travaux lorsque la dépression artificielle est produite mécaniquement.

Nous avons réuni, dans un tableau (B) tous les résultats de ces calculs et nous les avons placés en regard des résultats obtenus sous les mêmes dépressions lorsqu'elles sont produites par un foyer.

(B)

	Dépression naturelle <i>m. d'eau.</i>	Dépression artificielle par foyer ou par machine <i>mm. d'eau.</i>	Dépression totale <i>mm. d'eau.</i>	Volume d'air à 16° entré dans la mine quand la dé- pression est produite par un foyer. Mètres cubes.	Volume d'air sorti de la mine à la température due à l'action du foyer. Mètres cubes.	Volume d'air à 16° entré dans la mine quand la dépres- sion est mécanique. Mètres cubes.	Volume d'air qui sort de la mine à 25° quand la dépres- sion est mécanique. Mètres cubes.
25°	21,728	0,000	21,728	8,112	8,364	8,112	8,364
	21,728	11,512	33,24	10,173	10,661	10,336	10,811
	21,728	22,662	44,38	11,750	12,520	11,941	12,490
	21,728	33,332	55,18	13,086	14,280	13,319	13,931
	21,728	43,882	65,61	14,238	15,660	14,521	15,188
	21,728	54,002	75,73	15,292	17,081	15,603	16,320
	21,728	63,822	85,55	16,232	18,424	16,579	17,341
60°	21,728	73,542	95,07	17,088	19,647	17,473	18,280
100°	21,728	140,312	162,04	22,086	28,492	22,821	23,878
	21,728	258,222	279,95	27,792	45,866	29,990	31,368
	21,728	335,002	356,73	30,733	60,831	33,872	35,430
	21,728	388,952	410,68	31,751	73,980	36,332	38,003
500°	21,728	428,952	450,68	31,984	83,398	38,000	39,748
	21,728	459,792	481,52	31,758	95,904	39,337	41,146
	21,728	484,502	506,03	31,023	104,544	40,327	42,181
	21,728	504,242	525,97	30,252	112,236	41,119	43,010
	21,728	520,772	542,50	29,375	119,162	41,713	43,631
1000°	21,728	534,722	556,45	28,456	125,209	42,283	44,251
	21,728	546,622	568,35	27,509	130,670	42,738	44,703
1200°	21,728	556,912	578,64	26,590	135,609	43,120	45,103
	21,728	563,902	587,63	25,664	139,611	43,459	45,458
	21,728	573,812	595,54	24,773	143,436	43,748	45,760
	21,728	580,832	602,56	23,903	146,766	44,010	46,034
	21,728	606,542	628,27	20,206	158,813	44,634	46,708
	21,728	634,632	656,38	15,122	171,892	45,926	48,038
	21,728	649,532	671,26	11,796	177,011	46,448	48,684

On voit, par ce tableau, dont les premières colonnes ne sont que la reproduction des premières colonnes du tableau (A), que les mêmes dépressions produites par machine ou par foyer produisent à peu près la même ventilation dans les basses dé-

pressions, mais qu'à mesure que la dépression nécessaire à la ventilation s'élève, l'action de la machine l'emporte de plus en plus sur l'action du foyer.

Pour comparer les consommations de houille nécessaires à la production d'une ventilation déterminée, par le procédé mécanique et par voie d'échauffement de la colonne montante, il faut tenir compte des pertes qui se produisent inévitablement dans l'emploi de l'un ou de l'autre de ces procédés.

Nous avons admis, au commencement de ce chapitre, que la consommation d'une machine à vapeur pouvait être ramenée, aisément, à 4 kil. de houille par cheval et par heure, ce travail étant mesuré sur l'arbre de la manivelle ; on peut même en introduisant la détente et la condensation dans l'appareil moteur réduire cette consommation à 2 ou 3 kil. ; mais le travail transmis à l'appareil ventilateur n'est pas utilisé tout entier ; une partie en est neutralisée par les résistances propres de cet appareil et par les vices inhérents au principe de son action, de sorte que le travail de la ventilation qui est le produit de la dépression en kil. par mètre carré, multipliée par le volume d'air extrait de la mine à la température de sortie, est toujours plus petit que le travail effectif transmis à l'appareil ventilateur.

Comme nous le verrons plus tard, en choisissant judicieusement l'appareil de ventilation, celui-ci peut produire un effet utile qu'il est possible de fixer à 50 p  $\frac{100}{100}$  en moyenne; nous adopterons ce chiffre pour comparer les machines aux foyers et, dans ces conditions, chaque cheval d'effet utile en air tiré de la mine, exigera une dépense de combustible de 8 kil. par cheval et par heure. Ce résultat est facile à obtenir dans la plupart des cas et l'on peut, dans les circonstances favorables, descendre beaucoup au-dessous.

D'autre part, les foyers n'utilisent pas non plus la totalité de la chaleur virtuellement contenue dans la houille qu'ils consomment. La combustion n'est jamais parfaite et une partie plus ou moins considérable du carbone est convertie par l'oxygène en oxyde de carbone au lieu d'être convertie en acide carbonique, ce qui diminue dans une forte proportion la quantité de chaleur due à la combustion ; puis l'air qui emporte la cha-

leur du foyer ne la conserve pas intégralement jusqu'au sommet du puits d'aérage, et la température moyenne dans ce puits, celle qui engendre la dépression, est toujours plus basse que celle qui existe à une petite distance du foyer ; ce refroidissement est généralement d'autant plus rapide que les puits sont plus humides.

Pour nous rendre compte des pertes de chaleur et des pertes correspondantes de dépression qui se produisent moyennement dans les mines ainsi ventilées, nous avons compulsé tous les documents que nous avons pu nous procurer sur les consommations effectives de combustible dans les mines anglaises, sur les températures moyennes qui en résultent dans les puits et sur les volumes d'air portés à ces températures moyennes. Cet examen ne nous a conduit à aucun résultat précis, et les pertes de chaleur ont été trouvées extrêmement variables proportionnellement à la consommation de combustible, dans les différentes mines sur lesquelles il nous a été possible de nous procurer des renseignements ; les erreurs inséparables de toutes les observations qui comportent la mesure du volume d'air qui s'échappe par le puits d'aérage entrent, probablement, pour une forte part dans cette diversité des résultats obtenus. Quoiqu'il en soit, il nous a paru résulter de l'ensemble de ces expériences que l'on ne commettrait pas une trop grosse erreur pratique, en admettant qu'en moyenne, la combustion incomplète de la houille et le refroidissement de l'air dans les puits d'aérage, occasionnent une perte de la moitié de la chaleur virtuellement contenue dans la houille brûlée, c'est-à-dire que pour produire dans le puits d'aérage la température moyenne qui engendrerait la même ventilation, ou la même dépression, que la température décroissante depuis le bas jusqu'en haut, qui y existe effectivement, il faudrait le double de la quantité de combustible qui serait nécessaire pour produire cette température moyenne si toute la chaleur virtuellement contenue dans le combustible était utilisée et qu'il n'y eût aucun refroidissement dans la colonne montante.

Cela revient à admettre que l'on peut calculer les consommations de combustible dans la ventilation par foyers, en portant à 3750 calories environ, ou moitié de la chaleur totale du com-

bustible, la quantité de chaleur effectivement utilisée par kil. de houille consommée.

A l'aide de ces données conventionnelles qui n'offrent point le cachet d'une rigoureuse exactitude que l'état de la science ne comporte pas encore aujourd'hui, il sera possible de comparer les conditions économiques de ventilation d'une mine déterminée, par le procédé mécanique ou par foyer. Pour ne point nous placer dans des conditions trop défavorables à la ventilation par foyer, nous supposerons d'abord que la température dans le puits d'aérage n'est pas portée au delà de 60°, parce que jusqu'à cette limite, on peut admettre sans grave erreur que les effets de la dépression mécanique et de la dépression par foyer, sont les mêmes ; au delà de cette température, il ne serait plus permis de négliger la différence d'action des deux dépressions, différence toute favorable à l'emploi des procédés mécaniques.

Nous supposerons d'abord le cas d'une mine de 400<sup>m</sup> de profondeur débitant 15 mètres cubes d'air par seconde lorsque la température moyenne dans le puits de sortie a été portée à 60° par le foyer, la température moyenne dans le puits de descente étant de 16° et la température moyenne dans le puits d'aérage de 25°, lorsque le foyer ne fonctionne pas ; les deux puits ont, l'un et l'autre, 400<sup>m</sup> de profondeur, comme l'ensemble des travaux souterrains.

La dépression totale correspondante à 60° dans le puits d'aérage, sera

$$h = a p H \frac{t' - t}{1 + a t} = 0,00366. 1 \text{ kil}, 20. 400^m \frac{60^\circ - 16^\circ}{1 + a. 60^\circ} \\ = 63,38 \text{ millimètres d'eau.}$$

Mais avant l'échauffement de la colonne montante, la température de cette colonne était déjà de 25° et la dépression naturelle correspondante de

$$h = 0,00366. 1 \text{ kil}, 20. 400 \frac{25^\circ - 16^\circ}{1 + a. 25^\circ} \\ = 14,485 \text{ millimètres d'eau.}$$

La dépression produite par l'action du foyer, est donc de  
63,38 — 14,485 = 48,90 millimètres.

D'autre part, pour élever 15 mètres d'air de 25° à 60°, en admettant que l'air à 25° pèse 1 kil., 18 le mètre cube, il faut une quantité de chaleur égale à

$15^{\text{m}^3}. 1\text{kil}, 18. 0\text{cal}, 237 (60^\circ - 25^\circ) = 147$  calories par seconde, et par heure,  $147 \times 3600'' = 529200$  calories.

Si l'on admet l'utilisation de 3750 calories par kil. de houille brûlée, il faudra pour produire la ventilation donnée,

$$\frac{529200}{3750} = 141 \text{ kil. de houille par heure.}$$

Pour produire la même ventilation par le procédé mécanique, il faudrait créer à l'orifice du puits d'aérage, une dépression de 48,90 millimètres d'eau, qui donnerait lieu à une dépense de travail, de

$15^{\text{m}^3}. 48\text{kil}, 90 = 733^{\text{km}}, 50$ , ou de 9,78 chevaux vapeur, et si l'appareil ventilateur, d'après notre convention, n'utilisait que la moitié du travail qui lui est transmis, il faudrait lui communiquer, pour obtenir l'effet demandé, un travail de 19,56 chevaux qui, comptés à 4 kil. de houille par heure, chacun, représentent une dépense de combustible de

$$19,56. 4 = 78\text{kil}, 24 \text{ par heure.}$$

Il y aurait donc, à peu près, économie de moitié du combustible, à ventiler cette mine par le procédé mécanique.

Pour mettre en évidence, l'infériorité relative de la ventilation par foyers, lorsque les puits sont peu profonds et que le temperament des mines devient défavorable, nous allons supposer une exploitation à la profondeur de  $250^{\text{m}}$ , la température moyenne dans le puits de descente, de  $10^\circ$ , la température dans le puits de remonte de  $24^\circ, 3$  avant l'action du foyer, le poids du mètre cube d'air à  $10^\circ$ , de 1 kil. 25, et nous admettons que le temperament de la mine est tel qu'il faille créer une dépression artificielle de 150 millimètres d'eau pour faire passer dans cette mine 20 mètres cubes d'air par seconde, condition qui se présente assez fréquemment dans la pratique.

La dépression naturelle, dans cette mine, sera

$$h = 0,00366. 1\text{kil}, 25. 250^{\text{m}} \frac{24^\circ, 3 - 10}{1 + \alpha. 24^\circ, 3}$$

$$= 15 \text{ millimètres d'eau.}$$

Il faudra donc, pour faire pénétrer dans cette mine un volume de 20 mètres cubes d'air par seconde, une dépression totale de  $150 + 15 = 165$  millimètres d'eau.

La température moyenne qui devrait exister dans le puits d'aérage pour atteindre cette dépression totale, sera donnée par l'expression

$$h = a. p. H \frac{t' - t}{1 + a t'} \text{ qui fournit}$$

$$t' = \frac{h + p H a t}{a (p H - h)}.$$

Dans le cas qui nous occupe,  $h = 165^{\text{mm}}$  et  $t = 10^{\circ}$ ,

$$\text{on tire de là} \quad t' = \frac{176,4375}{0,5398} = 327^{\circ}.$$

D'autre part, pour élever 20 mètres cubes d'air de  $24^{\circ},3$  à  $327^{\circ}$ , il faudrait, en admettant que  $1^{\text{m}^3}$  à  $24^{\circ},3$  pèse 1 kil., 20,  $20^{\text{m}^3}$ , 1 kil, 20. 0cal, 237 ( $327^{\circ} - 24,3$ )

$$= 1721,75 \text{ calories par seconde,}$$

et par heure,  $1721,75. 3600'' = 6198306 \text{ calories.}$

A 3250 calories par kil. de houille, la consommation deviendrait de

$$\frac{6198306}{3250} = 1907 \text{ kil. de houille par heure.}$$

Si la même ventilation était produite mécaniquement, il faudrait un travail utile de

$20^{\text{m}^3}. 150 \text{ kil} = 3000^{\text{km}}$  par seconde, ou de 40 chevaux, qui exigeraient que l'on en transmet 80 à l'appareil ventilateur, et la consommation, par heure, ne serait que de

$$80. 4 = 320 \text{ kil. de houille.}$$

Le procédé mécanique n'entraînerait donc qu'une dépense de combustible égale à  $\frac{320}{1907} = \frac{1}{6}$  environ de la dépense qu'occasionnerait, moyennement, l'emploi d'un foyer, même dans l'hypothèse toute favorable au foyer où la dépression qu'il produirait à si haute température, donnerait naissance à la même ventilation effective que la dépression mécanique.

On ne peut donc plus admettre, aujourd'hui, l'emploi d'un foyer pour ventiler une mine, que dans les conditions toutes exceptionnelles d'une grande profondeur d'exploitation et de travaux d'une ventilation très aisée, de façon à obtenir le volume d'air dont on a besoin à l'aide d'une faible dépression artificielle, ou d'une température, dans le puits d'aérage, qui ne dépasse pas 40 à 50 degrés.



Dans toutes les autres circonstances, les procédés mécaniques amenés au degré de perfection que l'on a pu réaliser depuis quelques années, sont préférables quoi qu'ils soient plus coûteux à établir, parce qu'ils consomment beaucoup moins de combustible, parce qu'ils laissent la faculté d'affecter à un autre usage, le puits d'aérage, et parce qu'ils ne présentent pas les dangers d'explosions dans les mines à grisou, que l'on trouve dans l'emploi des foyers malgré les précautions que l'on prend pour se mettre à l'abri de ces explosions. Bientôt, probablement, la ventilation par foyers aura, partout, cédé la place à la ventilation mécanique et n'aura plus qu'une importance purement historique.

---

Nous allons maintenant passer en revue et étudier tant au point de vue pratique qu'au point de vue théorique, les principaux appareils mécaniques appliqués jusqu'à présent à la mise en mouvement des courants ventilateurs des mines.

---

## CHAPITRE TROISIÈME.

## VENTILATEURS A FORCE CENTRIFUGE.



Considérons un cylindre creux, à fonds plats percés d'ouvertures (fig. 7) et supposons qu'une partie de sa capacité intérieure soit partagée en compartiments par des cloisons  $AB$ ,  $xy$ ,  $zn$ ,.... placées suivant le rayon et aboutissant d'un côté au pourtour du cylindre et, de l'autre, à une circonférence de rayon plus grand que celui des ouvertures ménagées dans les fonds.

Soient :  $r$  le rayon de la circonférence à laquelle aboutissent les cloisons ;

$R$  le rayon du cylindre creux.

Partageons ensuite, par la pensée, toute la masse d'air comprise entre les cloisons, en un nombre infiniment grand de parties, par des surfaces cylindriques équidistantes, et désignons par :

$m'$ , la masse de l'air compris entre deux cloisons  $xy$ ,  $zn$ , et entre les deux premières surfaces cylindriques à partir du centre  $O$ , à la distance  $r$  de ce centre ;

$m''$ , la masse de l'air compris entre les deux mêmes cloisons et entre la seconde et la troisième surface cylindrique, à la distance  $r'$  du centre.

$m$ , la masse de l'air compris entre les deux dernières surfaces cylindriques, à la distance  $R$  du centre.

Si l'on imprime au cylindre un mouvement de rotation autour de son axe  $O$ , avec une vitesse angulaire uniforme  $u$ , toute la masse d'air comprise entre les surfaces cylindriques, sera poussée par les cloisons et participera au mouvement de rotation.

La force centrifuge développée par la masse  $m'$ , sera.  $m'u^2r$   
 id., par la masse  $m''$ , sera.  $m''u^2r$   
 enfin sera, pour la dernière masse  $m$ , . . . . .  $mu^2R$ .  
 A partir de la surface cylindrique, la première tranche de masse  $m$  pressera uniformément contre la partie  $ny$  de l'enveloppe, avec une force égale à sa propre force centrifuge, plus la force centrifuge de la seconde tranche, plus la force centrifuge de la troisième, plus enfin toutes les forces centrifuges des autres tranches, jusqu'à la dernière située à la distance  $r$  de l'axe de rotation. Ces forces centrifuges s'ajoutent les unes aux autres pour constituer la pression contre la partie  $ny$  de l'enveloppe, comme les poids de plusieurs corps placés les uns sur les autres pour être pesés, s'ajoutent pour former la pression totale sur un plateau de balance.

Si toutes les tranches étaient solides, la pression contre l'enveloppe serait exactement égale à la somme des forces centrifuges ci-dessus, mais elles sont formées d'un fluide élastique qui transmet la pression dans tous les sens, ce qui modifie le phénomène :

A partir de la circonférence, la seconde tranche qui pousse la première transmet à l'enveloppe par l'intermédiaire de cette première, la même pression que si elles avaient toutes les deux le même développement  $ny$ , parce qu'il suffit que sur une partie de la surface courbe de contact des deux tranches, il y ait un certain effort d'exercé, pour que cet effort par unité de surface, se transmette dans tous les sens à la première et, par suite, à l'enveloppe.

Il en sera de même des autres tranches qui se transmettront de l'une à l'autre la même pression quels que soient leurs développements dans le sens des arcs compris entre les deux cloisons, de sorte que la pression totale contre l'enveloppe  $ny$  sera la même que si toutes les tranches avaient le même développement que la première qui pousse directement cette enveloppe et dont nous avons représenté la masse par  $m$ .

Du centre à la circonférence, la densité des tranches va en croissant, par suite de la pression de plus en plus grande à laquelle elles sont soumises, mais ces accroissements de densité relativement à la densité normale de l'air atmosphérique, sont

généralement assez faibles, dans les applications, pour être négligées ; de sorte que nous pourrons, dans la recherche de la pression contre l'enveloppe  $ny$ , considérer toutes les tranches comme ayant même densité, même volume que la première et, par conséquent, même masse  $m$  que celle-ci qui pousse directement cette enveloppe.

La pression totale contre l'enveloppe  $ny$ , sera donc :

$$mu^2r + mu^2r' + mu^2r'' + \dots + mu^2R,$$

$$\text{ou } u^2 (mr + mr' + mr'' + \dots + mR).$$

En assimilant les produits entre parenthèses à des moments de masses égales relativement à un plan, cette somme de moments sera égale au moment de la masse résultante ; or, cette masse résultante  $M$  est égale à la somme des masses  $m$  et son point d'application se trouve à une distance du centre  $O$ , égale à la moyenne distance des masses égales  $m$ , au même centre,

$$\text{c'est-à-dire à une distance } \frac{R+r}{2};$$

$$\text{Donc la pression contre l'enveloppe sera } Mu^2 \frac{R+r}{2}.$$

$M$  est la masse d'un volume d'air égal au volume d'un prisme rectangulaire dont les trois dimensions seraient  $ny$ ,  $R-r$  et la distance des deux bases du cylindre.

En vertu de l'égalité de pression des fluides dans tous les sens, l'effort normal à l'enveloppe, serait évidemment le même sur tout le pourtour du cylindre, si les cloisons occupaient les positions inclinées sur le rayon,  $Df$ ,  $Eh$ , ou avaient les formes courbes  $Hb$  et  $aG$ . La forme et la position des cloisons est absolument sans influence quand l'air ne sort pas de l'appareil et qu'il a reçu la même vitesse que ces cloisons, de façon qu'elles n'exercent plus sur lui de pression pour vaincre son inertie et que son mouvement de rotation uniforme se maintienne en vertu de la vitesse acquise et sans nouvelle consommation de travail.

En représentant par :

$S$ , la partie de surface de l'enveloppe qui reçoit la pression de l'air ;

$p$ , le poids du mètre cube d'air à la densité de celui que contient l'appareil et que nous avons supposées ci-dessus, uniforme dans toute l'étendue comprise entre deux cloisons.

P, le poids de la masse d'air qui a pour volume S (R—r) ;

$$\text{on a } P = p S (R-r) \text{ et } M = \frac{P}{g} = \frac{p.S}{g} (R-r).$$

La pression contre l'enveloppe, que nous avons trouvée plus haut, égale à  $Mu^2 \frac{R+r}{2}$ , aura alors pour valeur :

$$\frac{Sp u^2}{2g} (R+r) (R-r) = \frac{Sp u^2}{2g} (R^2 - r^2).$$

Or cette pression contre la portion S de la surface cylindrique de l'enveloppe, représente la tendance de l'air à s'échapper par l'intervalle de deux cloisons, et il s'écoulerait effectivement par cette ouverture si l'enveloppe était enlevée. La hauteur génératrice de la vitesse avec laquelle cet air s'échapperait dans ce cas, sera représentée par la hauteur d'une colonne d'air de même densité que celui qui presse contre la surface S, ayant aussi S pour base et pesant un poids égal à la pression exercée contre cette surface S.

Soit  $h$  cette hauteur génératrice.

$$\text{On aura : } h'.S.p = \frac{Sp u^2}{2g} (R^2 - r^2),$$

$$\text{d'où } h = \frac{u^2}{2g} (R^2 - r^2).$$

Donc, si l'on faisait une ouverture à l'enveloppe et que toutes choses demeuraient dans le même état relativement à la force centrifuge, l'air s'échapperait par l'ouverture et dans le sens du rayon, avec une vitesse V qui serait donnée par la formule :

$$V = \sqrt{2gh} = \sqrt{\frac{2gu^2}{2g} (R^2 - r^2)} = u \sqrt{R^2 - r^2}.$$

Quant à la vitesse propre de l'enveloppe sur la circonférence qu'elle décrit, elle sera égale à  $uR$  et nous la représenterons par  $V'$ .

Lorsque  $r=0$ , c'est-à-dire quand les cloisons se prolongent jusqu'à l'axe de rotation,  $V=uR=V'$ .

$$\text{Lorsque } r = \frac{R}{2}, V = u \sqrt{R^2 - \frac{R^2}{4}} = \frac{uR}{2} \sqrt{3} = 0,866.V'.$$

$$\text{Lorsque } r = \frac{R}{3}, V = u \sqrt{R^2 - \frac{R^2}{9}} = \frac{uR}{3} \sqrt{8} = 0,942.V'.$$

Il résulte de ces expressions que lorsque la tension de l'air est la même sur la surface extérieure de l'enveloppe et au centre de l'appareil, de façon que celui qui est contenu dans cet appareil soit en équilibre statique entre les cloisons lorsque l'on suspend le mouvement de rotation, le maximum de vitesse de sortie du fluide par une ouverture faite à l'enveloppe cylindrique, quand on établit la rotation, est égal à la vitesse de cette enveloppe lorsque les cloisons se prolongent jusqu'au centre, et que cette vitesse de sortie dans le sens du rayon diminue à mesure que les cloisons ou ailes deviennent plus courtes.

Dans l'expression de la hauteur génératrice  $h'$  de la vitesse de sortie  $V$ ,  $h'$  est la hauteur d'une colonne d'air qui pèse le poids  $p$  par mètre cube; mais on peut exprimer cette hauteur génératrice en millimètres d'eau à l'aide du raisonnement suivant :

Soit  $h$  la hauteur génératrice en millimètres d'eau :

$h''$  la même hauteur en mètre d'eau.

On aura  $h' : h'' = 1000 : p$ ; d'où  $h'' = \frac{h'p}{1000}$

et  $h'' : h = 1 : 1000$ ; d'où  $h = 1000 h'' = h' . p$ .

et finalement  $h' = \frac{h}{p}$ .

On obtient alors pour hauteur génératrice de la vitesse de sortie  $V$ , en millimètres d'eau :

$$h = \frac{p \cdot u}{2g} (R^2 - r^2).$$

Si l'on veut introduire dans cette expression le nombre de tours  $N$  par minute, de l'appareil, au lieu de la vitesse angulaire, on trouve :

$$\frac{2\pi \cdot 1^m \cdot N}{60} = u; \text{ d'où } u^2 = 0,010965 \cdot N^2;$$

$$\text{et. . . . . } h = \frac{p}{2g} 0,010965 \cdot N^2 (R^2 - r^2).$$

En effectuant les opérations numériques, il vient :

$$(A) \quad h = 0,00056 \cdot p \cdot N^2 (R^2 - r^2).$$

Cette hauteur  $h$  est aussi l'expression de l'épaisseur d'une couche d'eau dont le poids, par unité de surface, serait équivalent à la pression que l'air enfermé dans l'appareil exerce contre son enveloppe cylindrique pendant le mouvement de rotation.

Lorsque, pendant ce mouvement de rotation, l'air s'échappe normalement à l'enveloppe, par des ouvertures pratiquées dans cette enveloppe, ou lorsque celle-ci est entièrement enlevée, on peut admettre encore que la force centrifuge de la masse d'air comprise entre les ailes ou cloisons, reste la même, parce que cette masse d'air emportée tangentiellement par les ailes, ne varie pas, les parties qui s'échappent par la circonférence étant continuellement remplacées par des quantités d'air nouveau équivalentes, qui s'engagent entre ces ailes par le centre. Cependant cette observation ne s'applique qu'au cas où les ailes sont placées suivant le rayon et poussent toujours tangentiellement les masses nouvelles d'air qui arrivent par le centre, de façon que la tendance de ces masses à se mouvoir du centre à la circonférence, soit uniquement due à la force centrifuge qui est la seule cause de ce mouvement dont nous ayons tenu compte dans les considérations qui précèdent.

Si les ailes avaient, pendant le fonctionnement de l'appareil, la position inclinée  $EA$ , la pression qu'elles exerceraient sur les masses d'air qui s'engagent entr'elles, pour les emporter dans le mouvement général de rotation, serait normale à cette direction  $EA$  et pourrait être remplacée par deux composantes, l'une dans le sens tangentiel, produisant la force centrifuge, l'autre dans le sens du rayon et poussant directement ces masses d'air du centre à la circonférence. Un tel appareil ne serait plus seulement à force centrifuge, il serait à force centrifuge et à impulsion directe de l'air du centre à la circonférence ; l'expression (A) ne lui serait plus applicable. Dans ce cas, l'inclinaison des ailes n'est indifférente que lorsque l'air ne s'échappe pas par le pourtour de l'appareil et qu'il participe au mouvement de rotation de celui-ci en vertu de sa vitesse acquise, sans que les ailes aient à exercer de pression sur lui pour l'entretenir en mouvement.

Dans les applications, l'appareil dont nous venons de parler se nomme ventilateur ; les fonds plats du cylindre tournant y sont habituellement remplacés par des murs en maçonnerie bien dressés et couverts d'un enduit solide ; le plus souvent, un seul de ces murs est percé d'une ouverture, nommée *ouïe*, dans l'axe du ventilateur dont l'arbre passe à travers l'autre

mur pour recevoir l'action de la force motrice, et c'est par cette ouïe que l'air entre dans l'appareil.

L'enveloppe cylindrique, au moins dans la plupart des cas, n'existe pas, de sorte que les cloisons deviennent simplement des palettes fixées à l'extrémité de bras, et l'air chassé par la force centrifuge s'échappe par tout le pourtour du ventilateur entre les murs verticaux qui laissent à celui-ci quelques centimètres de jeu pour qu'il puisse tourner librement.

Dans les considérations qui précèdent, nous avons admis qu'en cas d'écoulement de l'air par la circonférence du ventilateur, la tension au centre de ce ventilateur était la même que celle du milieu dans lequel cet air était rejeté, de sorte que toute la force centrifuge développée par le mouvement de rotation se transformait en hauteur génératrice de la vitesse d'écoulement suivant le rayon. Dans les applications ordinaires de cet appareil à la ventilation des mines, on ne réalise jamais cette hypothèse ; l'air rejeté par la circonférence du ventilateur doit être continuellement remplacé par de l'air nouveau arrivant de la mine par l'ouïe, ou par les ouïes quand il y en a deux, et ce mouvement continu de l'air vers l'axe de l'appareil ne se produit qu'en vertu d'une diminution de tension dans cette région. Pour maintenir constante cette raréfaction de l'air que l'on nomme *dépression*, il faut que le ventilateur débite par sa circonférence une quantité d'air exactement égale à celle que la dépression appelle à son centre et qui varie, comme nous l'avons vu, suivant l'importance des obstacles que cet air rencontre à son mouvement dans les travaux souterrains.

Il résulte évidemment de ces nouvelles conditions de fonctionnement, que la force centrifuge doit d'abord faire équilibre statique à la dépression, ou à la différence des tensions de l'air au centre du ventilateur et dans l'atmosphère environnante, puis développer un excédant de tendance au mouvement suivant le rayon, pour produire la charge génératrice de la vitesse de l'air dans cette direction.

Si  $V$  représente la vitesse que l'air doit prendre par les ouvertures qu'on a ménagées sur le pourtour du ventilateur, pour débiter la quantité d'air que la dépression appelle au centre de celui-ci;



$h$ , la hauteur génératrice de cette vitesse, exprimée en colonne d'air,

$h$  la dépression en millimètres d'eau,

et si l'on observe que la force centrifuge développée par la rotation de l'air compris entre les palettes du ventilateur, est parfaitement indépendante de la dépression et que par conséquent l'expression (A) peut s'appliquer aux cas où cette dépression existe aussi bien qu'à ceux où elle n'existe pas, on pourra poser successivement :

$$h = 0,00056. p. N^2 (R^2 - r^2),$$

$N$  représentant le nombre de tours que le ventilateur doit faire pour que la force centrifuge équilibre simplement la dépression, sans mouvement de l'air du centre à la circonférence,

$$\text{et } V^2 = 2gh_1; \text{ d'où } h_1 = \frac{V^2}{2g}.$$

Or nous avons vu qu'une colonne d'air  $h_1$  en mètres, pouvait être représentée par une colonne équivalente en millimètres d'eau, en divisant  $h_1$  par le poids  $p$  du mètre cube d'air ; nous aurons donc :

$$(B) \quad h_1 = \frac{V^2 p}{2g},$$

expression dans laquelle  $h_1$  représente maintenant des millimètres d'eau.

La force centrifuge totale du ventilateur, en cas d'écoulement avec la vitesse  $V$  dans le sens du rayon, doit donc être équivalente au poids d'une colonne d'eau de hauteur  $h + h_1$  en millimètres, ce qui fournit l'équation générale

$$h + h_1 = 0,00056. p. N^2 (R^2 - r^2) \quad (C)$$

qui peut servir à résoudre divers problèmes sur cette question.

Voici un exemple d'une de ces solutions théoriques :

Un ventilateur muni d'une enveloppe cylindrique qui tourne avec lui, a 2 mètres de largeur parallèle à l'axe, et 8 ailes placées suivant le rayon ; son diamètre extérieur est de 8<sup>m</sup> et le bord intérieur de ses ailes se trouve sur une circonférence de 3<sup>m</sup> de diamètre ; chaque partie de l'enveloppe, correspondante à l'intervalle entre deux ailes, est percée d'une ouverture rectangulaire de 2<sup>m</sup> de largeur, c'est-à-dire aussi large que le ventilateur, et de 0<sup>m</sup>,20 dans le sens tangentiel ; ces 8 ouvertures sont

placées le long de la face de chaque aile qui frappe l'air à son entrée dans l'appareil. De plus, on a reconnu par des observations directes, qu'en créant dans l'axe du ventilateur une dépression de  $92^{\text{mm}},40$  d'eau, on pouvait faire arriver d'une mine au centre de ce ventilateur, 32 mètres cubes d'air par seconde, et que le poids du mètre cube était de  $1^{\text{k}},20$ .

On désire connaître le nombre de tours par minute que doit faire cet appareil pour débiter ces 32 mètres cubes d'air par seconde.

Les 8 ouvertures de  $2^{\text{m}}$  sur  $0^{\text{m}},20$  présentent ensemble une section de  $3^{\text{m}^2},20$  ; l'air devra donc les traverser avec une vitesse de  $10^{\text{m}}$  pour que le débit atteigne  $32^{\text{m}^3}$  par seconde ;

On aura, dans l'expression (C) :

$$h = 92^{\text{mm}},40 ; R = 4^{\text{m}} ; r = 1^{\text{m}},50 ; p = 1^{\text{k}},20$$

$$\text{et } h_1 = \frac{V^2 p}{2g} = \frac{100.1,20}{19,62} = 6^{\text{mm}},116 \text{ d'eau.}$$

En substituant ces valeurs numériques aux lettres, dans l'expression (C) pour en tirer la valeur de N, on trouve :

$$92,40 + 6,116 = 0,00056.1,20. N^2 (16 - 2,25)$$

$$\text{d'où } N = 103,24 \text{ tours par minute.}$$

Pour faire simplement équilibre à la dépression, le nombre de tours serait de

$$92,40 = 0,00056.1,20. N^2 (16 - 2,25),$$

$$\text{d'où } N = 100.$$

On voit qu'un léger accroissement de vitesse de l'appareil suffit, en général, pour produire une ventilation énergique, lorsque l'on a atteint la vitesse sous laquelle la dépression est équilibrée et lorsque, sous cette dépression, le volume d'air affluent est considérable.

On pourrait aussi se proposer de déterminer le volume d'air que débiterait ce ventilateur si, au lieu de 103,24 tours par minute, il n'en faisait que 60, mais pour résoudre cette deuxième question, il est nécessaire de connaître l'influence des causes naturelles de ventilation sur la quantité d'air qui traverse le ventilateur ; nous supposons que ces causes naturelles sont équivalentes à une colonne de 10 millimètres d'eau, ou à un accroissement de dépression de 10 millimètres qui, sans être indi-

qué par le manomètre, avait déjà porté à  $92,40 + 10 = 102,40$  millimètres, la dépression effective produisant une ventilation de 32 mètres cubes d'air, dans l'exemple précédent.

Or nous avons vu, dans la première partie de cet ouvrage, que les dépressions totales étaient proportionnelles aux carrés des vitesses de circulation de l'air dans les galeries de mines, ou ce qui revient au même, aux carrés des volumes d'air débités.

On aurait donc, dans le cas qui nous occupe, en désignant par  $v$  le volume débité à 60 tours :

$$v^2 : (32)^2 = h + 10 : 102,40,$$

$$\text{d'où } h = 0,10v^2 - 10.$$

$h$  est ici la dépression due au ventilateur à la vitesse de 60 tours et ne comprend pas la hauteur  $h_1$  génératrice de la vitesse de sortie de l'air.

D'autre part, la vitesse  $V$  avec laquelle l'air s'échappera par les 8 orifices qui ont ensemble une section de  $3^{\text{m}^2},20$ , pourra être représentée par l'expression suivante, en la comparant à la vitesse de  $10^{\text{m}}$  qui avait lieu dans le débit de  $32^{\text{m}^3}$  par seconde.

$$10 : V = 32^{\text{m}^3} : v ;$$

$$\text{d'où } V = 0,3125.v,$$

et la hauteur correspondante à cette vitesse sera :

$$h_1 = \frac{V^2.p}{2g} = \frac{0,0976.v^2.1\text{kil},20}{19,62} = 0,006.v^2.$$

La force centrifuge totale à 60 tours devra donc équivaloir à la hauteur  $h + h_1$  et il viendra :

$$h + h_1 = 0,00056.p.N^2(R^2 - r^2)$$

$$= 0,00056.1^{\text{k}}.20(60)^2(16 - 2,25);$$

$$\text{d'où } h + h_1 = 33,264 \text{ millimètres d'eau.}$$

En substituant à  $h$  et à  $h_1$  leurs valeurs ci-dessus, on trouve :

$$0,10.v^2 - 10 + 0,006.v^2 = 33,264$$

$$\text{d'où } v^2 = \frac{43,264}{0,106} = 408,15,$$

$$\text{et } v = 20,02 \text{ mètres cubes d'air.}$$

La section des 8 orifices de sortie du ventilateur étant de  $3^{\text{m}^2},20$ , la vitesse de passage par ces orifices sera de

$$V = \frac{20^{\text{m}^3},02}{3,20} = 6^{\text{m}},256.$$

et la hauteur génératrice de cette vitesse sera

$$h_1 = \frac{V^2 p}{2g} = \frac{39,138 \cdot 1,20}{19,62} = 2,393 \text{ millimètres d'eau.}$$

La dépression  $h$  due à l'action du ventilateur à la vitesse de 60 tours, aura donc pour valeur

$$33^{\text{mm}}264 - 2^{\text{mm}}393 = 30^{\text{mm}},871,$$

et le nombre de tours qui produirait simplement cette dépression serait fourni par l'équation (A), d'où l'on tire

$$30^{\text{mm}},871 = 0,00924 \cdot N^2$$

$$\text{et } N = 57,805 \text{ tours par minute.}$$

On voit, d'après cela, qu'à la vitesse de 60 tours, la dépression de  $30^{\text{mm}},871$  qu'un manomètre indiquerait au centre du ventilateur, serait produite par 57,805 tours par minute; que la ventilation de  $20^{\text{m}^3},02$  serait due à cette dépression s'ajoutant aux  $10^{\text{mm}}$  qui sont dus à l'action des causes naturelles, et qu'enfin le débit de ce volume d'air par la circonférence du ventilateur, est produit par le surcroît de vitesse de celui-ci, égal à  $60 - 57,805 = 2,195$  tours. Nous comparerons plus tard ces effets théoriques à ceux que l'on obtient effectivement dans la pratique.

#### *Du travail consommé par le ventilateur à force centrifuge.*

Considérons le même ventilateur que ci-dessus (fig. 7), à force centrifuge avec enveloppe sans ouvertures, et tournant avec une vitesse uniforme.

L'air compris entre deux palettes  $xy$  et  $nz$  participera au mouvement général de l'appareil, les tranches successives comprises entre les surfaces cylindriques équidistantes demeureront à la même distance de l'axe de rotation, l'inertie de ces tranches maintiendra leurs vitesses tangentielles, uniforme, sans aucune dépense nouvelle de travail et elles exerceront les unes sur les autres, du centre à la circonférence, des pressions qui s'ajouteront comme nous l'avons dit précédemment, pour produire la pression totale contre l'enveloppe. Cette pression

contre la surface cylindrique du ventilateur représentera la différence qui doit exister entre la tension de la première tranche vers le centre et la tension de la dernière tranche qui pousse directement cette enveloppe.

Il y aura donc de tranche en tranche, un accroissement progressif de tension, à mesure qu'elles seront plus éloignées de l'axe de rotation, et une molécule ne pourrait pénétrer d'une tranche dans la suivante, sans vaincre une résistance représentée par la différence des tensions de ces deux tranches.

Ces différences entre les tensions ou les densités des tranches cylindriques, que nous avons considérées comme négligeables dans la détermination de la force centrifuge totale développée par le mouvement de rotation, sont au contraire d'une extrême importance dans la recherche du travail consommé par l'air pendant qu'il traverse les intervalles qui existent entre les palettes, lorsque l'écoulement a lieu par la circonférence du ventilateur.

En effet : supposons que l'on pratique une ouverture dans l'enveloppe et qu'un courant s'établisse par cette ouverture; nous pouvons admettre que les tranches cylindriques qui se déplacent du centre à la circonférence, pour subvenir à la dépense par l'orifice, mais dont chacune est sans cesse remplacée dans la position qu'elle abandonne par une nouvelle tranche semblable et animée du même mouvement de rotation, développent dans leur ensemble la même force centrifuge que lorsque l'écoulement n'a pas lieu, et qu'à un instant quelconque les accroissements de tension des tranches successives, restent les mêmes que dans ce dernier cas.

Si nous représentons par :

- $e$  l'épaisseur uniforme des tranches cylindriques,
- $s$  une partie infiniment petite de la surface d'une tranche,
- $m$  la masse de la petite partie de tranche dont le volume est  $se$ ,
- $v$  la vitesse dont la petite masse  $m$  est animée dans une direction  $ac$  qui l'écarte du centre. (fig. 8)
- $q$  l'excédant de tension qui existe dans une tranche sur la tension de la suivante qui contient la masse  $m$ , ou la résistance en kilogramme par mètre carré qu'une tranche pré-

sente à la pénétration de cette masse  $m$  quand elle s'écarte du centre ;

Nous pourrons faire les observations suivantes :

La vitesse  $v$  pourra être remplacée par ses deux vitesses composantes rectangulaires  $v_1 = ad$  et  $v_2 = ab$ , la première dans le sens tangentiel, la seconde dans le sens du rayon, et l'on sait que, dans ce cas, la force vive correspondante à la vitesse résultante est égale à la somme des forces vives qui correspondent à chacune des vitesses composantes. La composante tangentielle se maintiendra invariable parce qu'il n'y a point de résistance au mouvement de la masse  $m$  dans cette direction, mais la composante suivant le rayon rencontrera comme résistance l'excédant de tension  $q$  de la tranche dans laquelle cette masse va pénétrer.

En admettant que l'on considère le phénomène pendant un temps égal à celui qui est nécessaire pour que la masse  $m$  franchisse, suivant le rayon, l'épaisseur  $e$  d'une tranche, nous aurons successivement

$$v^2 = v_1^2 + v_2^2 ;$$

$$\text{d'où l'équation des forces vives } \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{m \cdot v_1^2}{2} + \frac{m \cdot v_2^2}{2} .$$

Cette équation correspond à l'instant qui précède la pénétration de la masse  $m$  dans la tranche suivante, mais après cette pénétration la force vive totale a changé de valeur.

La force vive composante  $\frac{m v_1^2}{2}$  s'est conservée toute entière, puisque la masse  $m$  n'a pas trouvé de résistance dans la direction tangentielle, mais la force vive composante  $\frac{m v_2^2}{2}$  a subi une diminution égale au travail consommé par la résistance au mouvement suivant le rayon. Or cette résistance le long du chemin  $e$  est égale à  $q s$  ; la force vive dans cette direction ne sera donc plus que  $\frac{m v_2^2}{2} - q s e$  ;

et si l'on désigne par  $v'$  la vitesse résultante des deux vitesses rectangulaires à cette époque du mouvement, on aura la nouvelle équation des forces vives

$$\frac{m v'^2}{2} = \frac{m v_1^2}{2} + \frac{m v_2^2}{2} - q \cdot s \cdot e .$$

Comme  $s.e$  est le volume de la masse  $m$ , il en résulte que la perte de force vive qu'une petite masse d'air éprouve en passant d'une tranche dans la suivante, est égale au volume de cette masse, multiplié par l'excédant de tension de cette dernière tranche, en kil. par mètre carré.

La somme des quantités de travail ainsi perdues par une masse  $m$  qui passe de la première tranche  $xx$  (fig. 7) comprise entre deux palettes, à la dernière  $yy$ , est évidemment égale à  $s.e$  multiplié par la somme des excédants  $q$  de tension de chaque tranche sur la tension de celle qui la suit, et cette somme de tensions en excès constitue précisément la dépression plus l'excédant nécessaire pour produire la vitesse de sortie de l'air à la circonférence du ventilateur.

Ce résultat est évidemment applicable à toutes les masses de volume  $s.e$  qui traversent le ventilateur, ou à la masse entière de l'air qu'il débite, et nous pourrions en tirer la conséquence suivante :

*La quantité de travail que consomme définitivement l'air débité par un ventilateur à force centrifuge, en passant du centre à la circonférence, est égale au produit du volume débité, par la force centrifuge totale développée par le mouvement de rotation; cette force centrifuge étant exprimée en kil. par mètre carré.*

D'autre part, la force centrifuge totale se compose, comme nous l'avons vu, de deux parties; l'une fait équilibre à la dépression ou différence des tensions au centre et sur le pourtour du ventilateur, l'autre produit la hauteur génératrice de la vitesse d'échappement de l'air par les ouvertures de sortie de ce ventilateur, et nous avons précédemment exprimé ces deux parties de la force centrifuge par  $h$  et  $h_1$  en millimètres d'eau.

$$\text{Or } h_1 = \frac{p V^2}{2g} \text{ (expression B), d'où } V^2 = \frac{2gh_1}{p},$$

et si l'on désigne par  $V_1$  le volume d'air débité par seconde, sa force vive, en ne tenant compte que de la vitesse  $V$ , sera  $\frac{M V^2}{2}$  ou

$$\frac{V_1 p V^2}{2g} = \frac{V_1 p \cdot 2g h_1}{2g \cdot p} = V_1 h_1.$$

D'autre part le travail correspondant à l'excédant  $h_1$  de la force centrifuge sur la dépression  $h$ , est égal, comme nous l'avons vu ci-dessus, à

$V, h_1, 1^{\text{kil}} = V, h$ , puisque chaque millimètre d'eau pèse 1 kil. par mètre carré.

Le travail dépensé pour produire la vitesse de sortie  $V$  serait donc égal à la force vive que possède l'air en abandonnant le ventilateur, si l'on ne tenait compte que de cette vitesse ; mais cet air n'a pas perdu, en s'échappant de ce ventilateur, la vitesse tangentielle qu'il possédait avec lui et qui est égale à la vitesse de l'extrémité des ailes. La force vive correspondante à cette vitesse tangentielle lui a été imprimée par l'action des ailes qui lui ont transmis un travail égal à cette force vive, indépendamment de celui qu'elles ont dépensé pour subvenir à la consommation inhérente au passage de cet air du centre à la circonférence du ventilateur.

En rappelant : 1° que la force vive  $\frac{V, p V^2}{2g}$  est égale au travail nécessaire pour produire la vitesse  $V$  par les orifices pratiqués sur le pourtour du ventilateur à ailes placées suivant le rayon ; 2° que  $V''$  est la résultante des deux vitesses rectangulaires  $V$  et  $V'$  dont la seconde est celle du ventilateur à sa circonférence, et que  $V''^2 = V^2 + V'^2$ , d'où l'on tire

$$\frac{V, p V''^2}{2g} = \frac{V, p V^2}{2g} + \frac{V, p V'^2}{2g},$$

on pourra tirer de ces considérations, la conséquence suivante :

*Abstraction faite de toutes résistances passives, le travail que les ailes d'un ventilateur à force centrifuge doivent transmettre à l'air que débite ce ventilateur, est égal au volume d'air débité, multiplié par la dépression exprimée en kil. par mètre carré, plus la force vive que cet air possède encore en abandonnant le ventilateur.*

Ce principe que nous venons de démontrer pour le cas où l'air s'échappe dans le sens du rayon, est également applicable lorsqu'il s'échappe en faisant un angle quelconque avec ce rayon, et nous allons le prouver.

Les ailes du ventilateur ont dû, dans tous les cas, transmettre à la masse d'air qui traverse l'appareil, le travail corres-



pondant à la dépression et au volume d'air débité, plus la force vive correspondante à la vitesse  $V$  d'échappement, plus la force vive qui correspond à la vitesse tangentielle  $V'$  ; mais cette somme de travaux à dépenser, indépendamment de celui que peuvent consommer les résistances passives, peut être augmentée ou diminuée quand on change la direction des orifices d'écoulement, par suite d'un phénomène de réaction semblable à celui qui forme la base du fonctionnement des machines motrices dites à réaction, et qui consiste en ceci.

Lorsqu'un gaz comprimé est enfermé dans une capacité et que l'on fait une ouverture à la paroi de cette capacité, le gaz s'écoule dans une certaine direction avec une vitesse dépendante de l'excédant de sa tension sur la tension extérieure, ou de la charge génératrice, et la capacité est poussée en sens inverse. En effet, les tensions du gaz sur les parois de la capacité s'équilibraient lorsque l'orifice n'existait pas, et quand on a enlevé une partie de paroi, on a supprimé la pression qu'elle supportait et qui était précédemment équilibrée par une pression égale et contraire qui a continué à subsister ; c'est celle-ci qui pousse la capacité en sens inverse de la direction de la vitesse d'écoulement. Mais pendant que l'écoulement a lieu, il se passe un phénomène particulier que Bernouilli a constaté le premier et qui a été démontré théoriquement et pratiquement depuis ; la réaction qui pousse la capacité en sens inverse de la vitesse d'écoulement, au lieu d'être égale à la pression qui était exercée sur la surface de l'orifice de sortie lorsque celui-ci n'était pas ouvert, se trouve doublée pendant l'écoulement. C'est là le principe de Bernouilli qui sert de base à la théorie des machines à réaction et il se formule de la manière suivante :

*La réaction contre l'orifice de sortie d'un fluide est égale au double de la hauteur génératrice de la vitesse de sortie.*

Il en résulte que si on représente par  $h$  la hauteur génératrice de la vitesse de sortie, en colonne d'air, et par les mêmes lettres que ci-dessus, le poids du mètre cube d'air et la section de l'orifice de sortie, il viendra :

$$h = \frac{V^2}{2g},$$

et la pression statique sur la section de l'orifice d'écoulement avant qu'il soit ouvert, aura pour valeur

$$h'. p. S = \frac{p. S. V^2}{2g}.$$

Or  $p. S. V$  est le poids de la masse d'air  $M$  qui s'écoule et il pourra être représenté par  $M g$ , de sorte que la pression statique sur l'orifice, avant l'écoulement, sera égale à

$$\frac{M g V}{2g} = \frac{M V}{2},$$

et la réaction dynamique pendant l'écoulement, d'après la loi de Bernouilli, égale à

$$M V;$$

Cette réaction est exprimée en kilogrammes.

Supposons maintenant qu'à la circonférence du ventilateur, (fig. 9) l'orifice d'écoulement soit disposé de façon que la direction du courant sortant, abstraction faite du mouvement propre de ce ventilateur, fasse un angle  $a$  avec la tangente à la circonférence de l'appareil, du côté opposé à la direction du mouvement de l'orifice; la réaction dynamique  $M V$  pourra être remplacée par ses deux composantes rectangulaires  $M V \sin. a$  et  $M V \cos. a$ , dont la première sera neutralisée par la résistance de l'appareil dans le sens du rayon et ne sera ni une aide ni un obstacle au mouvement, et dont la seconde produira pendant le mouvement du ventilateur avec la vitesse  $V'$  à sa circonférence, un travail moteur  $M V V' \cos. a$  qui sera directement utilisé et qui diminuera de la même quantité le travail que la machine motrice devra produire pour entretenir le mouvement de l'appareil ventilateur.

Plus cet angle  $a$  diminue, plus cette restitution d'une partie du travail dépensé pour imprimer à l'air sa vitesse absolue de pénétration dans l'atmosphère, devient considérable, et plus il augmente, plus cette restitution s'amoindrit.

Lorsque cet angle est droit, l'expression  $M V V' \cos. a$  se réduit à zéro et il n'y a aucun travail restitué.

Lorsqu'il est plus grand qu'un droit, la réaction dynamique devient une résistance au mouvement du ventilateur et consomme du travail; le  $\cos.$  de l'angle  $a$  devient alors négatif

et égal au cosinus de l'angle supplémentaire  $b$ , (fig. 10) de sorte que le travail  $M V V' \cos a$  devient un travail résistant.

Pour un angle  $a = 0$ , le travail restitué est égal à  $M V V'$  ;

Pour un angle  $a =$  un droit, le travail restitué est zéro ;

Pour un angle  $a = 2$  droits, le travail restitué est égal à  $-M V V' \cos. a = -M V V'$ , parce que le facteur  $\cos. a$  porte son signe avec lui ; ce changement de signe indique que le travail restitué se transforme en travail supplémentaire consommé.

Si nous désignons maintenant par :

$T'$  le travail que la machine motrice doit transmettre au ventilateur, abstraction faite de toutes les résistances passives ;

$T$  le travail qui doit être transmis à l'air pour lui faire traverser les régions à des tensions de plus en plus élevées du centre à la circonférence du ventilateur, ou le produit du volume d'air débité par la dépression.

Nous trouverons pour expression du travail consommé par un ventilateur à force centrifuge et abstraction faite de toutes les résistances passives

$$T' = T + \frac{M V'^2}{2} + \frac{M V^2}{2} - M V V' \cos. a, \quad (D)$$

le dernier terme du second membre devenant positif pour  $a$  plus grand qu'un angle droit.

Nous avons vu, en effet : 1° que le travail  $T$  ou l'effet utile de l'appareil, doit être dépensé dans tous les cas et qu'il est impossible de faire passer une masse d'air  $M$  de la tension qui règne au centre du ventilateur, à la tension qui règne dans l'atmosphère environnante, sans dépenser au minimum ce travail ;

2° que la force vive  $\frac{M V'^2}{2}$  devait être nécessairement communiquée par les ailes à la masse d'air qui arrive à la circonférence du ventilateur, pour lui imprimer la vitesse tangentielle

en ce point, 3° que la force vive  $\frac{M V^2}{2}$  correspondante à la vitesse

d'échappement par l'orifice de sortie, devait être transmise à la masse d'air avant qu'elle abandonnât le ventilateur, pour produire l'excédant de force centrifuge auquel est due la

hauteur génératrice de la vitesse d'échappement; de sorte que ces trois quantités de travail nécessairement dépensé par les ailes qui agissent sur la masse d'air qui traverse le ventilateur, doivent être a priori fournies par l'appareil moteur, dont le travail effectif ne peut être modifié que par les effets de la réaction dynamique dont nous venons de parler.

On peut encore faire remarquer que, d'après un théorème de trigonométrie, la vitesse  $V''$  résultante des deux vitesses  $V'$  et  $V$ , satisfait toujours à l'équation :

$$V''^2 = V'^2 + V^2 - 2 V V' \cos. a ;$$

de sorte que l'équation du travail ci-dessus peut se mettre sous la forme

$$T' = T + \frac{M V''^2}{2} ; \quad (E)$$

ce qui signifie que, *dans tous les cas possibles, le travail consommé par les ventilateurs à force centrifuge, abstraction faite des résistances passives, est égal au produit du volume d'air débité, par la dépression, plus la force vive absolue que cet air possède encore en pénétrant dans l'atmosphère.*

Pour  $a = 0$  la formule (E) devient :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V' - V)^2 ;$$

Pour  $a = 1$  droits, elle devient :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2) ;$$

Pour  $a = 2$  droit, elle devient

$$T' = T + \frac{M}{2} (V' + V)^2.$$

On peut tirer de ces expressions, plusieurs conséquences :

1° Lorsque l'angle  $a = 0$ , c'est-à-dire quand l'air sort du ventilateur en sens directement inverse de la vitesse tangentielle à la circonférence de celui-ci, la réaction dynamique est entièrement utilisée, l'air pénètre dans l'atmosphère environnante avec le minimum de vitesse et le travail à dépenser pour produire une ventilation déterminée, est également un minimum; la disposition indiquée dans la fig. (11) réaliserait ces conditions de maximum d'effet utile, pourvu que la palette  $z q$  fût

placée suivant le rayon pour que le ventilateur fût toujours à force centrifuge seulement, et pourvu que la dimension  $xx$  de l'orifice fût très petite afin que l'air ne commençât pas à s'échapper avant qu'il eût reçu la vitesse tangentielle  $V'$ . Dans ce cas, l'effet utile relativement au travail dépensé serait d'autant plus grand que le volume d'air débité serait lui même plus considérable sous la même dépression ou plutôt sous la même vitesse tangentielle, car  $V' - V$  deviendrait plus petit à mesure que  $V$  augmenterait. Si les ailes arrivaient jusqu'au centre et que la dépression fût nulle, seul cas où  $V$  devient égal à  $V'$  comme nous l'avons vu précédemment, le travail à dépenser se réduirait à zéro, mais aussi l'effet utile deviendrait également nul. La disposition que nous venons d'indiquer nous semble la meilleure que l'on puisse adopter pour un ventilateur à force centrifuge seulement, car elle réalise les meilleures conditions théoriques de fonctionnement. A mesure que l'angle  $\alpha$  augmente, le travail dépensé pour un effet utile déterminé augmente également, parce qu'on n'utilise plus qu'une fraction de plus en plus petite de la réaction dynamique.

Lorsqu'il devient droit, c'est-à-dire quand les orifices de sortie sont percés simplement dans l'enveloppe cylindrique de l'appareil, la réaction dynamique qui agit suivant le rayon, n'est plus utilisée du tout ; les conditions de fonctionnement sont alors moins favorables qu'avec la disposition précédente et, de plus, elles s'aggravent à mesure que le ventilateur débite plus d'air sous le même nombre de tours, parce que la vitesse effective de pénétration dans l'atmosphère,  $V''$ , (fig. 7) devient de plus en plus grande à mesure que  $V$  augmente. Dans la pratique ce dernier résultat peut ne pas se vérifier, parce que si  $T$  était doublé ainsi que  $M$ , par exemple,  $V''$  serait plus grand qu'auparavant, ce qui donnerait un travail à dépenser  $T'$  plus que double du précédent ; mais l'appareil moteur pour produire ce travail  $T'$  ne rencontrerait probablement pas des résistances passives doubles ; ce moteur pourrait donc regagner, et au delà, sur les résistances passives relativement à l'effet utile, ce qu'il aurait perdu sur les conditions théoriques aggravantes de cet effet utile.

Lorsque l'angle  $\alpha$  est plus grand qu'un droit, et surtout lors-

qu'il est égal à deux angles droits, la réaction dynamique devient un obstacle au mouvement et les conditions de fonctionnement deviennent plus mauvaises ; plus le ventilateur débite d'air sous le même nombre de tours, plus  $V$  augmente et plus la force vive inutilement imprimée à cet air devient considérable. Il est inutile d'examiner davantage cette hypothèse que l'on n'a jamais essayé de réaliser, et avec juste raison.

Pour mettre encore plus en évidence les effets qui résultent de la direction que l'on donne aux veines fluides qui s'échappent des ventilateurs, nous allons appliquer les résultats théoriques que nous venons d'énoncer, au calcul du travail consommé par le ventilateur dont nous avons cherché, dans le chapitre précédent, le nombre de tours pour un effet utile déterminé.

Ce ventilateur à 8<sup>m</sup> de diamètre, fait 103,24 tours par minute pour verser dans l'atmosphère 32<sup>m³</sup> d'air par seconde, sous une dépression de 92,40 millimètres d'eau ; la section totale de ses huit orifices est de 3<sup>m²</sup>,20 et l'air les traverse avec une vitesse de 10<sup>m</sup> par seconde =  $V$ .

On aura d'abord :

$T = 32^{\text{m}^3} \times 92^{\text{kil}},40 = 2956,80$  kilogrammètres, ou 39,42 chevaux.

C'est l'effet utile qui sera produit, quelle que soit la direction suivant laquelle l'air sortira du ventilateur.

Si les orifices débitent l'air en sens inverse du mouvement de l'appareil, le travail à dépenser pour produire cet effet utile, abstraction faite de toutes les résistances passives, sera :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V' - V)^2 .$$

Or, en supposant le poids du mètre cube d'air, de 1 kil., 20, il viendra

$$M = \frac{P}{g} = \frac{32^{\text{m}^3} \times 1,20}{9,8088} = 3,7105.$$

De plus, on aura :

$$V' = \frac{2 \pi \cdot 4^{\text{m}} \cdot 103,24}{60} = 43^{\text{m}},35.$$

Donc 
$$T' = 2956,80 + 1,8552 (43,35 - 10)^2$$
  

$$= 5020^{km},19, \text{ ou } 66,93 \text{ chevaux ;}$$

et le coefficient d'effet utile théorique, ou le rapport du travail utilisé au travail total dépensé, abstraction faite des résistances passives, serait :

$$\frac{2956,80}{5020,19} = 0,58.$$

Si les orifices débitent l'air dans le sens du rayon, le travail à dépenser, sera :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2) ;$$

d'où 
$$T' = 2956,80 + 1,8552 \{ (42,35)^2 + (10)^2 \}$$
  

$$= 6628^{km},64, \text{ ou } 88,33 \text{ chevaux,}$$

et le coefficient d'effet utile théorique, serait

$$\frac{2956,80}{6628,64} = 0,44.$$

Si les orifices débitent l'air dans le sens même du mouvement du ventilateur à sa circonférence, le travail à dépenser, sera :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V' + V)^2 :$$

d'où 
$$T' = 3956,80 + 1,8552 (43,35 + 10)^2$$
  

$$= 8237^{km},11, \text{ ou } 109,83 \text{ chevaux ;}$$

et le coefficient d'effet utile théorique, serait

$$\frac{2956,80}{8237,11} = 0,36.$$

Dans la pratique, ces coefficients seraient notablement amoindris par les résistances passives.

En appliquant les mêmes considérations théoriques au même ventilateur lorsqu'il ne fait plus que 60 tours par minute, comme dans la seconde hypothèse que nous avons adoptée dans le chapitre précédent, on aurait :

Volume d'air débité. . . . .	20 <sup>m³</sup> ,02
Vitesse V par les 8 orifices . . . . .	6 <sup>m</sup> ,256
Vitesse tangentielle $V' = \frac{2\pi \cdot 4 \cdot 60}{60}$ . . . . .	25 <sup>m</sup> ,132

$$\text{Masse } M = \frac{P}{g} = \frac{20^{\text{ms}},02 \cdot 1,20}{9,8088} \dots \dots \dots 2,4024$$

Dépression en millimètres d'eau . . . . . 30<sup>mm</sup>,871

Ces données fourniraient :

$T = 20^{\text{ms}},02 \times 30^{\text{kil}},871 = 618^{\text{km}}$ , ou 8,24 chevaux ;  
c'est l'effet utile du ventilateur.

Si l'air sortait en sens inverse du mouvement de l'appareil, on aurait :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V' - V)^2$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } T' &= 618 + 1,2012 (25,132 - 6,256)^2 \\ &= 1045^{\text{km}},86 \quad \text{ou } 15,52 \text{ chevaux.} \end{aligned}$$

Le coefficient d'effet utile serait alors :

$$\frac{618}{1045,86} = 0,59.$$

Si l'air sortait dans le sens du rayon, on aurait :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2)$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } T' &= 618 + 1,2012 (631,62 + 39,138) \\ &= 1423^{\text{km}},58 \quad \text{ou } 18,97 \text{ chevaux.} \end{aligned}$$

et le coefficient d'effet utile serait :

$$\frac{618}{1423,58} = 0,43.$$

Entin si l'air sortait dans le sens du mouvement de l'appareil, on aurait :

$$T' = T + \frac{M}{2} (V' + V)^2$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } T' &= 618 + 1,2012 (25,132 + 6,256)^2 \\ &= 1801^{\text{km}},18 \quad \text{ou } 24,02 \text{ chevaux,} \end{aligned}$$

et le coefficient d'effet utile serait

$$\frac{618}{1801,18} = 0,34.$$

Tous ces coefficients seraient, comme ci-dessus, fort amoindris par les résistances passives, mais ils sont, comme on le voit, peu différents dans les deux conditions de vitesse du ventilateur que nous avons adoptées, au moins quand on néglige l'influence des résistances passives.



Examinons maintenant d'une manière générale l'influence que la dépression et la direction du courant sortant d'un ventilateur, peuvent avoir sur la valeur du coefficient d'effet utile théorique, ou abstraction faite de toutes les résistances passives.

*Première hypothèse.* Supposons qu'un ventilateur qui débitait un certain volume d'air par ses orifices, vienne à en débiter un volume  $n$  fois plus grand sous le même nombre de tours, par suite de travaux faits dans la mine. pour diminuer les résistances au mouvement de l'air.

Dans cette hypothèse, la vitesse de sortie  $V$  deviendra  $nV$ ,  
la masse d'air débité  $M$  deviendra  $nM$ ,  
la vitesse tangentielle  $V'$  restera constante.

Quelle que soit la direction du courant sortant, le coefficient d'effet utile, avant l'accroissement de ventilation sous la même vitesse du ventilateur, aura pour valeur :

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2} V'^2} = \frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2 V'V \cos \alpha)}$$

Après l'accroissement de la ventilation, il y aura d'abord une observation à faire : la vitesse de sortie par les orifices,  $V$ , étant devenue  $nV$ , la hauteur génératrice  $h$ , de cette vitesse sera augmentée, et comme le ventilateur ne tourne pas plus vite et ne développe que la même force centrifuge totale, il en résulte que la partie de cette force centrifuge qui constitue la dépression, sera moindre que dans le premier cas ; de sorte que le volume débité sera devenu  $n$  fois plus grand sous une dépression plus petite que celle qui existait avant l'accroissement de la ventilation.

Si la dépression était restée la même, le travail utile primitif  $T$ , serait devenu  $nT$  à cause du volume d'air devenu  $n$  fois plus grand, mais en vertu de l'abaissement de la dépression, il ne deviendra que  $n'T$ ,  $n'$  étant plus petit que  $n$ .

Le coefficient théorique d'effet utile sera donc, après la réalisation des nouvelles conditions de fonctionnement :

$$\frac{n'T}{n'T + \frac{nM}{2} V'^2} = \frac{T}{T + \frac{nM}{2n'} (V'^2 + n^2 V^2 - 2n V'V \cos \alpha)} \quad 11$$

Posons la condition que ce coefficient sera le même avant et après l'accroissement de la ventilation.

Cette condition sera évidemment réalisée par l'équation :

$$\frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2V'V \cos a) = \frac{nM}{2n'} (V'^2 + n^2 V^2 - 2nV'V \cos a),$$

d'où l'on tire :

$$\cos a = \frac{V'^2 (n - n') + V^2 (n^2 - n')}{2V'V (n^2 - n')}.$$

Prenons pour exemple le ventilateur de 8<sup>m</sup> dont nous nous sommes occupés ci-dessus, lequel, à la vitesse de 60 tours par minute, débite 20<sup>m</sup> 02, sous la dépression de 30<sup>mm</sup> 871 avec un excédant de force centrifuge de 2<sup>mm</sup> 393 pour produire une vitesse de sortie de 6<sup>m</sup> 256, et supposons que ce ventilateur, par suite d'élargissement des conduits qui lui amènent l'air, vienne à en débiter 32<sup>m</sup> 3 par minute, sans qu'il fasse plus de 60 tours.

La vitesse de sortie, par les orifices sera alors de 10<sup>m</sup> par seconde, comme nous l'avons vu, et la valeur de  $n$  sera :

$$n = \frac{10}{6,256} = 1,59 ; n^2 = 2,528 ; n^3 = 4,020.$$

Pour produire la vitesse de sortie de 10<sup>m</sup>, il faut une hauteur génératrice de 6<sup>mm</sup> 116 d'eau, comme nous l'avons vu également lorsque ce ventilateur faisait 103,24 tours par minute. Or, comme la force centrifuge à 60 tours n'équivaut qu'à 30<sup>mm</sup> 871 + 2,393 = 33,264 millimètres d'eau et que l'excédant sur la dépression doit être 6<sup>mm</sup> 116 quand il débite 32<sup>m</sup> 3 d'air, la dépression ne sera, dans ce dernier cas, que de

$$33,264 - 6,116 = 27<sup>mm</sup> 148 \text{ d'eau.}$$

D'autre part, l'effet utile pour le débit de 20<sup>m</sup> 02 sous la dépression de 30<sup>mm</sup> 871 est de

$$T = 20,02 \times 30^{\text{kil.}},871 = 618^{\text{km.}},$$

et pour le débit de 32<sup>m</sup> 3 sous la dépression de 27<sup>mm</sup> 148 d'eau il sera

$$T = 32 \times 27^{\text{kil.}},148 = 868^{\text{km.}},74.$$

Nous aurons donc pour valeur de  $n'$  dans la formule générale,

$$n' = \frac{868,74}{618} = 1,40.$$

Enfin  $V' = 25^m,132$  suivant le calcul fait précédemment et  $V = 6^m,256$ .

En appliquant toutes ces valeurs à l'équation générale, il vient :

$$\begin{aligned} \cos. a &= \frac{V'^2 (n - n') + V^2 (n^2 - n)}{2 V' V (n^2 - n')} \\ &= \frac{(25,132)^2 (1,59 - 1,40) + (6,256)^2 (4,020 - 1,40)}{2 \cdot 25,132 \cdot 6,256 (2,528 - 1,40)} = 0,627; \end{aligned}$$

ce cosinus naturel correspond à un angle de  $51^\circ,10'$ .

En appliquant ces résultats à la recherche du coefficient d'effet utile théorique de ce ventilateur, dans ces deux conditions de fonctionnement qui doivent fournir le même coefficient, on trouve :

$$\begin{aligned} &\frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2 V' V \cos 51^\circ,10')} \\ &= \frac{618}{618 + 1,2012 (631,62 + 39,138 - 314,45 \cdot 0,627)} = 0,52. \end{aligned}$$

Cette expression est celle qui concerne la ventilation de  $20^m,02$ , et dans laquelle  $M = 2,4024$ , mais on trouverait le même coefficient pour la ventilation de  $32^m,3$ .

Lorsque l'angle  $a =$  un droit,  $\cos a = 0$  et les coefficients deviennent :

Pour la ventilation de  $20^m,02$ ,

$$\begin{aligned} &\frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2)} \\ &= \frac{618}{618 + 1,2012 (631,62 + 39,138)} = 0,43. \end{aligned}$$

Pour la ventilation de  $32^m,3$ ,

$$\begin{aligned} &\frac{n' T}{n' T + \frac{n M}{2} (V'^2 + n^2 V^2)} \\ &= \frac{868,74}{868,74 + 1,59 \cdot 1,2012 (631,62 + 2,528 \cdot 39,138)} = 0,38. \end{aligned}$$

Lorsque l'angle  $a = 0$ ,  $\cos a = 1$  et les coefficients deviennent :

Pour la ventilation de  $20^m302$ ,

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2 V' V)} = \frac{618}{618 + 1,2012 (631,62 + 39,138 - 50,264 \cdot 6,256)} = 0,59.$$

Pour la ventilation de  $32^m3$ ,

$$\frac{n' T}{n' T + \frac{n M}{2} (V'^2 + n^2 V^2 - 2 V' n V)} = \frac{868,74}{868,74 + 1,59 \cdot 1,2012 (631,62 + 39,138 \cdot 2,528 - 50,264 \cdot 1,59 \cdot 6,256)} = 0,72.$$

Il résulte de ces considérations, et de l'observation générale que nous avons faite, que l'effet utile des ventilateurs diminue dans tous les cas à mesure que l'angle  $\alpha$  augmente, la conséquence suivante :

*Lorsqu'un ventilateur à force centrifuge qui débite un certain volume d'air, sous un nombre de tours déterminé, vient à en débiter un plus grand volume sous le même nombre de tours, par suite d'une diminution des résistances dans les galeries de la mine, il y a toujours un certain angle de la direction de l'échappement de l'air avec la tangente à la circonférence du ventilateur, pour lequel le coefficient d'effet utile de l'appareil, abstraction faite des résistances passives, est le même pour les deux conditions de fonctionnement.*

*Lorsque la direction de l'échappement fait, avec cette tangente, un angle plus ouvert, le coefficient d'effet utile diminue pour ces deux conditions de fonctionnement à mesure que cet angle devient plus grand, mais sa diminution est plus rapide pour le cas de ventilation la plus énergique que pour l'autre cas. Lorsque, au contraire, l'angle d'échappement diminue, les deux coefficients d'effet utile croissent en même temps, mais celui qui concerne la ventilation la plus active, plus rapidement que l'autre.*

On peut encore formuler ce principe d'une autre façon que voici :

*Plus la ventilation devient active, pour la même vitesse du ventilateur, plus le coefficient d'effet utile, abstraction faite des résistances passives, devient considérable à mesure que l'angle d'échappement avec la tangente diminue au-delà d'une certaine valeur dont on connaît le mode de détermination, et plus ce coefficient devient faible à mesure que l'angle d'échappement avec la tangente, augmente au delà de cette limite spéciale.*

**2<sup>me</sup> hypothèse.** Nous considérerons maintenant l'hypothèse inverse de la précédente, c'est-à-dire celle d'un ventilateur à force centrifuge qui, par suite d'accroissement des résistances au mouvement de l'air dans les galeries souterraines, serait obligé de tourner plus vite, ou d'augmenter la dépression, pour continuer à maintenir le même degré de ventilation.

Nous conserverons les mêmes lettres, pour représenter les mêmes valeurs que ci-dessus et nous supposerons que la vitesse tangentielle  $V'$  doit devenir  $n V'$  pour maintenir le même degré de ventilation, ou la même vitesse de sortie  $V$ .

Dans ce cas,  $M$  et  $V$  restent constants et  $T$ , l'effet utile, devient  $n' T$  plus grand que  $T$ , parce que la dépression a augmenté pour le même volume d'air.

Le coefficient d'effet utile, avant l'accroissement des résistances dans les galeries souterraines et avant l'accroissement de vitesse du ventilateur, était, pour un angle  $a$  d'échappement de l'air :

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2} V'^2} = \frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2 V' V \cos a)}$$

Il devient, après l'augmentation des résistances et de la vitesse du ventilateur :

$$\begin{aligned} \frac{n' T}{n' T + \frac{M}{2} V'^2} &= \frac{n' T}{n' T + \frac{M}{2} (n^2 V'^2 + V^2 - 2 n V' V \cos a)} \\ &= \frac{T}{T + \frac{M}{2} \left( \frac{n^2 V'^2 + V^2 - 2 n V' V \cos a}{n'} \right)}. \end{aligned}$$

Pour que les deux coefficients d'effet utile soient égaux, il

faut que les deux dénominateurs des fractions qui les représentent, soient égaux, ou que l'on ait :

$$V'^2 + V^2 - 2 V' V \cos a = \frac{n^2 V'^2 + V^2 - 2n V' V \cos a}{n'};$$

On tire de là :

$$\cos a = \frac{V'^2 (n' - n^2) + V^2 (n' - 1)}{2 V' V (n' - n)}.$$

Nous choisirons encore, pour montrer l'usage que l'on peut faire de cette expression, le même ventilateur que ci-dessus, et nous supposons qu'après avoir fonctionné à la vitesse de 60 tours en débitant 20<sup>m</sup>302 d'air par seconde, sous la dépression de 30<sup>mm</sup>,871, les résistances augmentent au point qu'il soit obligé de faire 103,24 tours par minute, pour débiter le même volume.

A la vitesse de 60 tours, on a  $V = 6^m,256$  et  $V' = 25^m,132$ ;

A la vitesse de 103,24 tours, la vitesse  $V$  reste la même et la vitesse  $V'$  devient  $V' \frac{103,24}{60} = 1,72 V'$ ; donc  $n = 1,72$  et  $n^2 = 2,96$  :

Sous cette vitesse de 103,24 tours, la force centrifuge totale équivalant à une colonne de 92,40 + 6,116 = 98,516 millimètres d'eau et, sur cette force centrifuge totale, 2<sup>mm</sup>293 seulement sont affectés à produire la vitesse de sortie, 6<sup>m</sup>,256; le reste ou 96<sup>mm</sup>,123 constituera la dépression.

Le travail utilisé pour la ventilation de 20<sup>m</sup>302 était primitivement de 618 k.m.

Le travail utilisé pour la même ventilation, dans la seconde condition de fonctionnement, sera de

$$20^m3,02. 96^{\text{kil}}, 123 = 1824^{\text{km}}, 38,$$

$$\text{ce qui donnera } n' = \frac{1824,38}{618} = 2,95.$$

En appliquant ces valeurs à l'expression ci-dessus, on trouve

$$\begin{aligned} \cos a &= \frac{V'^2 (n' - n^2) + V^2 (n' - 1)}{2 V' V (n' - n)} \\ &= \frac{631,62 (2,95 - 2,96) + 39,138 (2,95 - 1)}{50,264. 6,256. 1,23} = 0,181. \end{aligned}$$

Ce cosinus naturel correspond à un angle de 79°,34.

Sous cet angle d'échappement, les coefficients d'effet utile seront égaux dans les deux conditions de fonctionnement.

En déterminant leur valeur commune dans l'un des cas, on trouve, en observant que  $M = 2,4024$  :

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2 V' V \cos a)} = \frac{618}{618 + 1,2012 (631,62 + 39,138 - 314,45 \cdot 0,181)} = 0,46.$$

Lorsque l'angle  $a = 0$ ,  $\cos a = 1$  et les coefficients deviennent :

Pour la ventilation de  $20^{m3},02$ , à 60 tours,

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2 - 2 V' V)} = 0,59 \text{ comme dans l'hypothèse précédente.}$$

Pour la ventilation de  $20^{m3},02$ , à 103,24 tours,

$$\frac{n' T}{n' T + \frac{M}{2} (n^2 V'^2 + V^2 - 2 n V' V)} = \frac{1823,1}{1823,1 + 1,2012 (2,96 \cdot 631,62 + 39,138 - 1,72 \cdot 314,45)} = 0,525.$$

Lorsque l'angle  $a$  est droit,  $\cos a = 0$  et les coefficients deviennent :

Pour la ventilation de  $20^{m3},02$  à 60 tours,

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2} (V'^2 + V^2)} = 0,43, \text{ comme dans l'hypothèse précédente.}$$

Pour la ventilation de  $20^{m3},02$  à 103,24 tours,

$$\frac{n' T}{n' T + \frac{M}{2} (n^2 V'^2 + V^2)} = \frac{1823,1}{1823,1 + 1,2012 (2,96 \cdot 631,62 + 39,138)} = 0,44.$$

Il résulte de ces observations générales et de ces vérifications numériques, la conséquence suivante :

*Lorsqu'un ventilateur à force centrifuge qui débite un certain volume d'air sous une certaine dépression, ou en faisant un certain nombre de tours, se trouve obligé de faire un plus grand nombre de tours ou de produire une plus forte dépression, pour maintenir le même degré de ventilation, il y a toujours un certain angle de la direction de l'échappement avec la tangente, sous lequel le coefficient d'effet utile de l'appareil peut rester le même dans les deux conditions de fonctionnement. Lorsque l'angle d'échappement dépasse cette valeur spéciale, les coefficients d'effet utile diminuent dans les deux cas, mais plus rapidement dans le cas de ventilation à petite vitesse que dans l'autre ; et lorsque cet angle devient plus petit que celui qui fournit l'égalité des deux coefficients, ces deux coefficients croissent en même temps, mais celui qui correspond à la plus faible dépression, plus rapidement que l'autre.*

Les résistances passives ne sont pas prises en considération dans l'énoncé de ces résultats, qui peuvent encore être présentés sous la forme que voici :

*Toutes les fois qu'un ventilateur se trouve forcé d'augmenter de vitesse, pour maintenir le même degré de ventilation, par suite d'accroissement des résistances au mouvement de l'air dans les travaux de mine, son coefficient d'effet utile augmente lorsque l'angle invariable d'échappement pour lequel il a été construit, a une valeur supérieure à celle d'un angle spécial que l'on peut toujours déterminer, et ce coefficient d'effet utile diminue lorsque l'angle d'échappement est plus petit que cet angle spécial.*

On peut encore tirer des expressions générales du coefficient d'effet utile des ventilateurs à force centrifuge, une conséquence assez singulière.

Reprenons la formule  $\frac{T}{T + \frac{M}{2}(V' - V)}$  qui donne le rap-

port du travail utilisé au travail dépensé, lorsque l'échappement de l'air a lieu dans le sens directement, opposé au mouvement propre du ventilateur.

Plus  $V$  augmente, dans cette expression, plus celle-ci devient considérable lorsque  $V'$  croît plus lentement que  $V$ ,  $M$  et  $T$  demeurant constants ; nous prouverons tout à l'heure qu'il est possible de réaliser cette condition.



Dans la formule  $\frac{T}{T + \frac{M}{2}(V'^2 + V^2)}$  qui exprime le même

rapport pour le cas où l'échappement de l'air a lieu dans le sens du rayon, on voit qu'il diminue lorsque V augmente et lorsque V' et V augmentent en même temps.

Dans l'angle droit formé par ces deux directions d'échappement il y a donc, dans les deux conditions que nous venons de poser, une direction pour laquelle le coefficient est le même pour des vitesses différentes d'échappement ; l'angle  $\alpha$  dans la figure (12) indique cette direction sous laquelle les vitesses résultantes V" sont les mêmes.

Pour tout angle  $\alpha'$  avec la tangente, plus petit que celui qui fournit ces deux coefficients égaux, le coefficient augmente avec V puisque V" diminue, et il augmente d'autant plus que l'angle est plus petit, de sorte que c'est quand il est égal à zéro, ou quand l'air s'échappe en sens inverse du mouvement propre du ventilateur, qu'il est le plus avantageux d'augmenter la vitesse d'échappement, sans augmenter la dépression ni le débit de l'appareil, c'est-à-dire en développant plus de force centrifuge et en consacrant une plus grande fraction de cette force centrifuge à la production de la vitesse d'échappement.

Choisissons pour exemple le ventilateur précédent lorsqu'il fait 60 tours par minute, en débitant 20<sup>m</sup>3,02 par minute sous la dépression de 30<sup>mm</sup>,871 d'eau. Ce volume est débité sous une hauteur génératrice de 2<sup>mm</sup>,393 d'eau, produisant une vitesse de 6<sup>m</sup>,256 par 8 orifices qui ont, comme le ventilateur, 2<sup>m</sup> de largeur et 0<sup>m</sup>,20 d'ouverture dans l'autre sens.

Si l'on porte la vitesse d'échappement V de 6<sup>m</sup>,256 à 10<sup>m</sup>, en réduisant dans le rapport de 10 à 6,256 la section des orifices de sortie, il faudra pour produire cette vitesse une hauteur

génératrice donnée par la formule  $h_1 = \frac{V^2 p}{2g}$ ;

En admettant, comme ci-dessus, que  $p = 1,20$  kil., on aura :

$$h_1 = \frac{100.1,20}{19,62} = 6,116 \text{ millimètres d'eau.}$$

Pour continuer à débiter 20<sup>m</sup>3,02 d'air dans les mêmes con-

ditions qu'au paravant, la force centrifuge totale devra donc équivaloir à une colonnade d'eau de  $30^{\text{mm}},871 + 6^{\text{mm}},116 = 36^{\text{mm}},987$ , dont  $30,871$  pour équilibrer la dépression et le reste pour produire la vitesse de sortie.

Le nombre de tours du ventilateur, pour arriver à ce résultat, devra être déterminé par l'expression

$$h + h_1 = 0.00056. p. N^2 (R^2 - r^2), \text{ qui fournit :}$$

$$N = \sqrt{\frac{30,871 + 6,116}{0,00056. 1,20(16 - 2,25)}} = 62,41 \text{ tours par minute.}$$

Dans ces conditions,

$$V' = \frac{2\pi. R. N}{60} = \frac{6,283. 4. 62,41}{60} = 26^{\text{m}},137.$$

La masse d'air  $M$  reste égale à  $2,4024$  comme précédemment.

Le coefficient d'effet utile, pour l'échappement en sens inverse du mouvement de l'appareil, abstraction faite des résistances passives, devient alors

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2}(V' - V)^2} = \frac{618}{618 + 1,2012 (26,137 - 10)^2} = 0,663.$$

A la vitesse de  $60$  tours, le coefficient n'était, comme nous l'avons vu, que de  $0,59$ ; de sorte qu'il y a eu amélioration théorique de  $7,3$  pour cent dans la nouvelle condition de fonctionnement.

Si l'on portait la vitesse  $V$  à  $30^{\text{m}}$ , en réduisant les orifices de sortie à  $2^{\text{m}} \times 0,20 \frac{6,256}{30} = 0^{\text{m}},0834$ , au lieu de  $0^{\text{m}},40$ , on trouverait successivement par le même procédé que ci-dessus:

$$h_1 = 55,045 \text{ millimètres d'eau ; } h + h_1 = 30,871 + 55,045 = 85^{\text{mm}},916 ;$$

$$N = 96,43 \text{ tours par minute ,}$$

$$\text{et } V' = 40^{\text{m}},387.$$

Le coefficient d'effet utile serait alors :

$$\frac{T}{T + \frac{M}{2}(V' - V)^2} = \frac{618}{618 + 1,2012 (40,387 - 30)^2} = 0,826.$$

Il y aurait donc encore un accroissement considérable du

coefficient d'effet utile, mais au delà de cette limite, on peut vérifier qu'il n'augmente plus qu'avec une extrême lenteur et ne peut jamais devenir égal à l'unité puisque la vitesse  $V$  ne devient égale à  $V'$  que lorsque la dépression est nulle et lorsque les ailes arrivent jusqu'à l'axe de rotation, comme nous l'avons démontré au début de cette théorie des ventilateurs à force centrifuge.

Malgré ces résultats théoriques, il est à peu près certain que, dans l'application, on ne réaliserait aucun bénéfice de travail en étranglant ainsi les orifices de sortie et en accélérant la vitesse du ventilateur, pour tirer la même quantité d'air d'une mine sous la même dépression ; cette différence entre les deux résultats théorique et pratique tiendrait à deux causes :

1° La quantité de travail consommé par les résistances passives, l'effet utilisé demeurant constant, serait bien plus considérable dans la marche accélérée que dans la marche à vitesse réduite.

2° Le coefficient de réduction de la dépense d'air par les orifices de sortie, dont nous n'avons tenu aucun compte, porterait en partie sur la diminution de la vitesse  $V$ , de sorte que la différence  $V' - V$ , facteur dans le dénominateur du coefficient d'effet utile, ne décroîtrait pas aussi rapidement que nous l'avons trouvé dans notre hypothèse, et peut être même ne décroîtrait que de quantités insensibles avec l'accélération du mouvement de rotation.

Il faut donc considérer ces résultats comme plus curieux qu'utiles et seulement comme une des faces purement théoriques de la question qui nous occupe.

---

#### *Du travail minimum exigé par la ventilation.*

Si l'on fait abstraction des causes naturelles de ventilation qui n'entrent aujourd'hui que pour une faible part dans la ventilation très énergique de nos mines, et si l'on attribue cette ventilation toute entière à la dépression produite par l'appareil ventilateur au sommet du puits d'aérage, on trouve, comme conséquence de la démonstration donnée ci-dessus

concernant le travail nécessaire au mouvement de l'air entre les ailes de ces ventilateurs, que ce travail doit croître avec le volume débité, suivant la loi que voici :

Représentons par :  $v$  le volume d'air débité par un ventilateur,

$h$  la dépression correspondante,

$v'$  un autre volume d'air débité sous une autre vitesse de ce ventilateur,

$h'$  la dépression correspondante à ce dernier volume,

$T$  l'effet utile dans le 1<sup>er</sup> cas,

$T_1$  l'effet utile dans le second.

On aura  $T : T_1 = v h : v' h'$ .

D'autre part, les résistances dans les galeries sont proportionnelles aux carrés des vitesses de l'air et les volumes débités sont proportionnels aux vitesses, donc les dépressions qui ne sont que la représentation des résistances au mouvement de l'air dans les conduits souterrains, sont proportionnelles aux carrés des volumes d'air qui balaient les travaux et l'on a :

$$h : h' = v^2 : v'^2 ; \text{ d'où } h' = h \frac{v'^2}{v^2}.$$

En substituant, à  $h'$ , cette valeur, dans la proportion ci-dessus, il vient :

$$T : T_1 = v h : v' h \frac{v'^2}{v^2} = v^3 : v'^3.$$

Ce qui signifie que : *abstraction faite de toutes les résistances passives et des pertes inhérentes aux divers ventilateurs, le travail consommé par la ventilation est proportionnel au cube du volume d'air extrait de la mine, lorsque toutes choses restent dans le même état, dans les puits et dans les travaux.*

C'est en vertu de cette loi, déjà mise précédemment en lumière par d'autres considérations, qu'il a fallu augmenter dans une proportion si rapide, la puissance des machines motrices des ventilateurs, à mesure que l'on a reconnu la nécessité d'une ventilation plus énergique.

*Rapport du volume d'air débité au nombre de tours des ventilateurs à force centrifuge.*

Nous venons de voir que les carrés des volumes d'air extraits par un ventilateur à diverses vitesses, étaient proportionnels aux dépressions, c'est à dire que l'on avait la proportion :

$$h : h' = v^2 : v'^2.$$

Or les ventilateurs à force centrifuge doivent produire en même temps, la dépression et la hauteur génératrice de la vitesse avec laquelle l'air s'échappe de l'appareil dans une direction quelconque, et si nous désignons par  $h_1$  cette hauteur pour débiter le volume  $v$ , et par  $h'_1$  la hauteur génératrice pour le volume  $v'$ , il viendra, d'après les expressions démontrées précédemment :

$$h + h_1 = 0,00056. p. N^2 (R^2 - r^2),$$

$$\text{et } h' + h'_1 = 0,00056. p. N'^2 (R^2 - r^2) ;$$

$$\text{d'où } h + h_1 : h' + h'_1 = N^2 : N'^2, \quad (X)$$

N et N' représentent les nombres de tours correspondants au débit des volumes  $v$  et  $v'$ .

De la première proportion ci-dessus, on tire

$$h' = h \frac{v'^2}{v^2}$$

et nous savons que les hauteurs génératrices des vitesses d'échappement de l'air d'un ventilateur, sont proportionnelles aux carrés de ces vitesses d'échappement qui sont elles-mêmes proportionnelles aux volumes débités par ce ventilateur. Ce principe donne :

$$h_1 : h'_1 = v^2 : v'^2 ; \text{ d'où } h'_1 = h_1 \frac{v'^2}{v^2}.$$

Ces valeurs de  $h$  et de  $h'_1$  étant substituées dans la proportion (X), celle-ci se présente sous la forme :

$$h + h_1 : (h + h_1) \frac{v'^2}{v^2} = N^2 : N'^2.$$

d'où  $v^2 : v'^2 = N^2 : N'^2$  et finalement  $v : v' = N : N'$ ;

Ce qui signifie que lorsqu'un ventilateur à force centrifuge est

*placé sur une mine dont l'état intérieur ne change pas, le volume d'air que ce ventilateur appelle de la mine et débite par sa circonférence, est constamment proportionnel au nombre de tours qu'il fait par minute.*

Il est donc facile de déterminer le volume d'air que débite un ventilateur, sous un nombre de tours quelconque, quand on a déterminé par expérience le volume qu'il débite sous un nombre de tours connu.

---

*Du ventilateur à force centrifuge, soufflant.*

Nous avons, dans tout ce qui précède, considéré le ventilateur à force centrifuge comme appareil aspirant, parce que c'est là son mode d'action habituel lorsqu'il est appliqué à la ventilation des mines ; mais il peut être également employé comme appareil soufflant.

Quand il agit par aspiration, on lui donne ordinairement l'une des trois formes suivantes :

1° Les ailes sont simplement fixées à l'extrémité de bras que l'on relie solidement à l'axe, et tournent entre deux parois planes, fixes et qui ne leur laissent que le jeu nécessaire au mouvement ; les ouïes sont percées dans ces parois, d'un seul ou des deux côtés du ventilateur et c'est par ces ouïes que l'air de la mine pénètre dans l'appareil ; cet air s'échappe directement dans l'atmosphère par tout le pourtour du ventilateur.

2° Dans la seconde disposition, la partie mobile est construite comme ci-dessus, mais au lieu d'être en libre communication avec l'atmosphère sur tout son pourtour, elle est entourée d'une enveloppe cylindrique fixe, comme les parois latérales, et percée en un ou plusieurs points d'ouvertures par lesquelles l'air que les ailes emportent dans leur mouvement de rotation, s'échappe lorsqu'il passe devant elles.

3° Dans la troisième disposition, le ventilateur porte son enveloppe et les parois latérales qui tournent avec lui ; l'enveloppe est percée d'ouvertures correspondantes à chaque inter-

valle entre les ailes et les parois latérales portent les ouïes à leur centre. Dans ce cas, les bras ne se prolongent plus jusqu'au bout des ailes qui sont simplement fixées aux parois mêmes de l'appareil tournant.

Lorsque le ventilateur est soufflant, on ne lui donne ordinairement qu'une seule disposition qui consiste en une partie mobile semblable à celle que nous venons de décrire sous le n° 1, et qui tourne dans une enveloppe fixe qui l'embrasse entièrement. Celle-ci porte les deux ouïes par lesquelles entre l'air atmosphérique et, à sa circonférence, un tuyau de conduite d'air qui se raccorde tangentiellement avec le pourtour de la partie mobile et de son enveloppe. Ce mode d'application du ventilateur à force centrifuge dans les mines, est extrêmement rare et l'on préfère généralement le faire agir par aspiration.

La théorie de l'appareil, dans ces nouvelles conditions de fonctionnement, ne diffère pas sensiblement de la précédente ; il n'y a de changé que la densité de l'air sur lequel il agit et qui serait, dans ce cas, un peu plus grande que dans le premier ; mais cette différence pourrait être négligée parce que, dans l'application à la ventilation d'une mine, l'excédant de tension de l'air ainsi refoulé, sur la tension atmosphérique, serait peu considérable.

La dépression au centre du ventilateur, relativement à la pression atmosphérique, se transformerait alors en compression à sa circonférence et dans le tuyau de conduite ; mais cette compression progressive du centre à la circonférence, jouerait absolument le même rôle que les accroissements progressifs de tension et de densité qui, dans le ventilateur aspirant, font finalement équilibre à l'excédant de la pression atmosphérique sur la tension de l'air arrivant de la mine au centre de l'appareil.

Pour appliquer les formules précédentes à ce cas particulier, il suffirait d'augmenter un peu la valeur de  $p$ , poids du mètre cube d'air, et de prendre pour dépression la différence des tensions au centre et à la circonférence du ventilateur.

Une étude plus approfondie de l'appareil envisagé sous cette nouvelle face, est inutile au point de vue de la ventilation des mines, parce que le ventilateur n'y est pas appliqué de cette

façon ; cette étude ne serait utile que pour ses applications à la métallurgie, à la ventilation de certains établissements industriels ou autres et spécialement à l'insufflation de l'air dans les cubilots, mais nous n'avons pas l'intention de pousser jusque là, au moins pour l'instant, nos recherches sur la théorie de cet appareil.

---

*Observations pratiques sur les ventilateurs à force centrifuge.*

On a, en général, peu construit de ventilateurs fonctionnant seulement sous l'action de la force centrifuge; la plupart des appareils auxquels on a donné le nom de ventilateurs à force centrifuge, avaient des ailes plus ou moins inclinées sur le rayon et devenaient ainsi des machines mixtes fonctionnant à la fois sous l'action de la force centrifuge et sous l'action d'une pression directe des palettes sur l'air, dirigée du centre à la circonférence. L'expérience a fait constater rapidement que cette position inclinée des palettes, du côté opposé au sens du mouvement de rotation, augmentait la quantité d'air que les ventilateurs pouvaient tirer de la mine avec la même dépense de force motrice; il en est résulté que les appareils dont les ailes avaient été primitivement placées suivant le rayon, ont été bientôt modifiés dans le sens que nous venons de dire et ont cessé d'être simplement à force centrifuge; ils sont ainsi devenus des *ventilateurs à force centrifuge et à impulsion directe* sur lesquels nous présenterons plus tard des considérations spéciales. Cependant, par comparaison avec des ventilateurs à ailes peu inclinées et se rapprochant de la direction du rayon, et par des observations directes sur de rares appareils à ailes placées suivant le rayon, il a été possible de se procurer quelques renseignements significatifs sur les phénomènes qui s'accomplissent pendant le passage de l'air à travers ces appareils et sur leurs effets utiles.

Quand on se place devant un de ces ventilateurs entièrement libre sur tout son pourtour et que l'on projette dans le tourbillon qui se forme à sa périphérie, une poignée de papier



découpé en petits fragments, on constate qu'une partie de ces corps légers est rapidement repoussée loin de l'appareil par les courants qui s'en échappent, et qu'une autre partie se précipite vers cet appareil, pénètre entre les ailes jusqu'à une certaine profondeur, puis est rejetée au dehors ; parfois ces fragments dépassent l'arête intérieure des ailes, arrivent jusqu'à la partie centrale du ventilateur, y tourbillonnent un instant, puis sont entraînés de nouveau entre ces ailes et s'échappent à la circonférence dans le tourbillon sans cesse produit par les courants contraires qui se forment sur le pourtour de ce ventilateur.

Voici comment ce phénomène bizarre s'accomplit :

(Fig.13) L'air qui pénètre entre deux ailes AB et CD, par tout ou partie de l'ouverture d'entrée BD, se trouve brusquement soumis à l'action de la palette AB qui le pousse ; la nappe s'aplatit en glissant avec une vitesse croissante le long de cette palette et s'échappe à la circonférence extérieure sous une faible épaisseur Am. Pendant ce temps, la palette CD, qui se meut avec rapidité, fait derrière elle un vide partiel dans la région X ; la tension dans cette région devient inférieure à la pression atmosphérique et l'air extérieur s'y précipite, en compagnie d'une partie de l'air qui vient de s'échapper par la région Am ; mais ce courant rentrant qui participe brusquement au mouvement de rotation développe bientôt assez de force centrifuge pour être expulsé à son tour, et il s'échappe en se confondant avec la lame qui vient directement du centre du ventilateur. Ce double courant dans l'intervalle de deux ailes, entre en glissant le long de l'aile CD sous une certaine épaisseur, se recourbe vers le fond de l'espace où cette aile CD a produit une raréfaction et se relève pour se confondre avec le courant utile qui se meut de long de l'aile AB. Nous avons essayé de représenter ce phénomène dans la figure. Parfois l'aplatissement de la nappe utile commence avant l'entrée BD de l'espace entre les ailes, de sorte que le courant rentrant dépasse cette entrée du côté de D et arrive jusqu'au centre de l'appareil où il se mêle au courant qui vient de la mine pour être expulsé avec lui ; ce dernier effet se produit surtout dans les ventilateurs qui font un très grand nombre de tours et qui n'ont qu'un trop petit nombre d'ailes.

D'autre part, lorsque l'ouïe ou les ouïes n'ont pas un diamètre notablement plus petit que celui de la circonférence qui passe par la naissance des ailes, l'air qui les traverse participe au mouvement de rotation avant de s'engager entre ces ailes, commence à développer de la force centrifuge et à augmenter de tension, de sorte qu'avant d'avoir dépassé la région par laquelle le ventilateur communique avec la galerie qui lui amène l'air de la mine, cet air a atteint une tension un peu supérieure à celle qui existe dans cette galerie, et il se produit un courant sortant du ventilateur par la circonférence de l'ouïe pendant que, par son centre, se produit le courant utile rentrant. Il faut, pour éviter les remous qui proviennent de ce double courant à travers l'ouïe, diminuer le diamètre de celle-ci jusqu'à ce que le courant sortant cesse de se manifester; on économise ainsi un peu de travail consommé par l'air qui était entraîné dans le mouvement de rotation et qui venait se dépouiller de ce travail en produisant des remous à l'entrée de l'ouïe.

Revenons maintenant aux conséquences des courants rentrants à la circonférence.

La région  $Cm$  (fig. 13) dans laquelle se produisent ces courants rentrants, est souvent très considérable, surtout lorsque la vitesse de rotation de l'appareil est grande, et nous allons, pour le démontrer, choisir un exemple parmi les ventilateurs dont M. Glépin a autrefois déterminé approximativement l'effet utile par des expériences qui sont rappelées dans la plupart des traités d'exploitation des mines et dans le bulletin du Musée de l'industrie, année 1843. Nous prendrons le ventilateur de Marcinelle dont les ailes courbes à peu près tangentes à la circonférence intérieure du ventilateur, à leur naissance, se relèvent pour aboutir à la circonférence extérieure suivant le rayon, comme l'indique la figure (14). Cette disposition d'ailes à peu près planes et placées suivant le rayon sur la plus grande partie de leur développement et du côté de la circonférence extérieure, permet de les considérer comme appartenant à un ventilateur exclusivement à force centrifuge, car la légère courbure à leur naissance n'y a été appliquée que pour éviter leur rencontre trop brusque avec l'air qui pénètre dans l'appareil.

Ce ventilateur avait un rayon extérieur  $R$ , de 1<sup>m</sup>,023,  
un rayon intérieur  $r$ , de 0<sup>m</sup>,315,  
et débitait 2<sup>m</sup>3,91 d'air venant de la mine, sous une dépression  
de 10 millimètres d'eau, lorsqu'il recevait une vitesse de 246  
tours par minute ; le nombre d'ailes qu'il portait était de 8.

La force centrifuge totale  $h + h_1$ , développée sous cette vi-  
tesse, était :

$$h + h_1 = 0,00056. p. N^2 (R^2 - r^2).$$

En supposant  $p = 1$  kil., 135 pour les motifs exposés précé-  
demment, et en appliquant les données numériques ci-dessus,  
il vient :

$$h + h_1 = 36,35 \text{ millimètres d'eau.}$$

Or la dépression  $h$  produite effectivement n'était que de 10  
millimètres d'eau, de sorte que la hauteur génératrice de la  
vitesse d'écoulement à la circonférence et suivant le rayon,  
était équivalente à une colonne  $h_1$  de 26,35 millimètres d'eau,  
ou à une colonne d'air de  $\frac{h_1}{p} = 23,1$  mètres d'air ayant la den-  
sité de celui qui s'écoulait, au moins approximativement.

Cette hauteur correspondait à une vitesse

$$V = \sqrt{2 g. 23,1} = 21^m,2 \text{ par seconde.}$$

Or, comme il avait 8 ailes, il existait 8 courants sortants  
et chacun correspondait à un débit de  $\frac{2^m3,91}{8} = 0^m3,364$ , et  
comme d'autre part, le ventilateur avait 0<sup>m</sup>,60 de largeur, l'é-  
paisseur  $e$  de la lame utile qui glissait le long de chaque aile  
était, à la circonférence du ventilateur,

$$e \times 21^m,2 \times 0,60 = 0^m3,364,$$

$$\text{d'où } e = 0^m,03.$$

L'intervalle entre les extrémités des ailes, compté sur le  
développement de la circonférence, était de

$$\frac{2 \pi R}{8} = \frac{6,283. 1,023}{8} = 0^m,803.$$

Le courant sortant, utile, n'occupait donc que

$$\frac{0,03}{0,803} = 0,037 \text{ du pourtour de l'appareil.}$$

En réalité, la lame fluide glissant le long de la palette qui la poussait, devait avoir une épaisseur bien plus grande que celle que nous venons d'indiquer, à cause du courant rentrant le long de l'autre palette, lequel devait se produire dans une fraction considérable de l'intervalle entre ces deux palettes, puis ressortir immédiatement en se mêlant au courant utile dont il augmentait notablement l'épaisseur. Il est malheureusement fort difficile d'observer dans leurs détails les phénomènes de cette nature pendant la marche de ces appareils qui ne mettent en mouvement qu'un corps invisible, et il faut se contenter de la constatation de ces courants généraux en renonçant à l'appréciation exacte de leur importance, au moins dans l'état actuel de nos moyens d'observation.

Néanmoins, il est facile de comprendre que la perte de force vive dans les appareils qui fonctionnent de cette façon, doit être très grande, car, outre le travail utilisé, la puissance motrice doit non seulement leur transmettre le travail inutile que l'air réellement tiré de la mine possède encore en les abandonnant, mais encore le travail inutile transmis au courant rentrant brusquement emporté dans le mouvement de rotation et immédiatement rejeté dans l'atmosphère avec une vitesse considérable.

Le rapport du travail utilisé au travail effectivement transmis à l'appareil ventilateur, doit donc être très faible, aussi d'après l'appréciation de M. Glépin, le premier n'était que  $\frac{1}{10}$  environ du second, dans le ventilateur dont nous venons d'examiner les conditions de marche. Si le volume d'air fourni par la mine sous la dépression que nous avons indiquée pour la vitesse de 246 tours, eût été plus considérable, le coefficient d'effet utile eût été, probablement, un peu plus grand, car le travail utilisé est proportionnel au volume d'air débité effectivement et les résistances passives du ventilateur n'auraient augmenté que dans une faible proportion.

Nous ne pensons pas, dans tous les cas, que le coefficient d'effet utile, dans les appareils de cette catégorie, entièrement libres sur tout leur pourtour, puisse dépasser 0,15, même dans les conditions les plus favorables ; de sorte qu'ils doivent être

abandonnés et qu'ils n'ont plus qu'une importance purement historique.

M. Lambert, ingénieur des mines à Charleroi, a fait une très judicieuse modification à cet appareil primitif, en supprimant les courants rentrants, et il en a ainsi notablement augmenté le coefficient d'effet utile, tout en lui laissant cependant le grave inconvénient d'une force vive inutilement imprimée à l'air effectivement appelé de la mine.

Pour cela, il lui a suffi de fermer toute la région par laquelle se produit le courant rentrant entre deux palettes.

(Fig. 15) Son ventilateur se compose d'un grand tambour cylindrique en tôle, à fonds plats ; un seul de ces fonds est percé d'une ouïe pour mettre l'intérieur du tambour en communication avec la galerie par laquelle arrive l'air de la mine, et l'arbre autour duquel tourne tout l'appareil, porte du côté opposé à l'ouïe une manivelle qui reçoit directement le mouvement de la bielle motrice. L'intérieur du tambour est partagé en 8 compartiments par 8 palettes ou cloisons placées suivant le rayon et aboutissant, d'une part à l'arbre et, d'autre part, à la circonférence de ce tambour, de sorte que les ailes sont vues par leurs arêtes dans toute l'étendue de l'ouïe.

Sur la périphérie de l'appareil, l'enveloppe cylindrique est percée, dans chaque partie correspondante à l'intervalle de deux palettes, d'une ouverture rectangulaire assez étroite dans le sens tangentiel et ayant, dans le sens parallèle à l'axe, la même largeur, à peu près, que le ventilateur ; ces ouvertures sont placées le long de la palette qui emporte l'air quand il entre dans le ventilateur, et leur dimension tangentielle doit être diminuée jusqu'à ce que l'on constate la disparition de tout courant rentrant, en ne laissant de libre que l'épaisseur de la lame qui constitue le courant sortant.

Nous avons eu occasion d'examiner attentivement un de ces ventilateurs construit au charbonnage d'Ormont à Châtelet, et voici les résultats que nous avons pu constater en compagnie de MM. J. Letoret, Stoesser, Delhaise et Gilbert, ingénieurs et directeurs de charbonnages.

Le ventilateur avait un diamètre de . . . . . 8<sup>m</sup>,00,

8 ailes prolongées intérieurement jusqu'à l'arbre, et une largeur extérieure de . . . . . 1<sup>m</sup>,50,

Les orifices de sortie avaient une largeur dans le sens de l'arbre de . . . . . 1<sup>m</sup>,40  
et une largeur tangentielle de . . . . . 0<sup>m</sup>,25.

On voit d'abord par le peu de largeur tangentielle des orifices combien les lames d'air appelé de la mine et glissant le long de la palette qui les emporte, sont minces relativement à la largeur qui existe dans le même sens entre les ailes.

Les dépressions étaient mesurées dans la galerie qui mettait le ventilateur en communication avec le puits d'aérage, au moyen d'un manomètre à eau ; le volume d'air appelé de la mine était jaugé avec deux anémomètres, l'un de Biram, l'autre de M. Combes, et les expériences étaient recommencées jusqu'à ce que les résultats obtenus à l'aide des deux appareils fussent à peu près d'accord ; enfin le travail de la vapeur dans le cylindre moteur était mesuré avec un indicateur de Watt qui nous semblait en bon état et qui avait été récemment taré.

Le coefficient d'effet utile était déterminé en divisant le travail utilisé, produit du volume d'air par la dépression, par le travail absolu que la vapeur transmettait au piston, déduit des diagrammes relevés à l'aide de l'indicateur.

Voici un tableau contenant les principaux résultats de ces expériences :

Dépression théorique résultant de la formule, en millimètres d'eau.	Nombre de tours du ventilateur par minute.	Dépression observée dans la galerie qui amenait l'air à l'outre, en millimètres d'eau.	Volume d'air débité par le ventilateur, en mètres cubes.	Coefficient d'effet utile de l'appareil.
37,55	61,70	58,70	12,60	0,354
57,074	76,00	58,00	15,00	0,340
63,00	80,00	61,00	16,356	0,398
79,64	90,00	80,00	17,79	»
100,88	101,00	98,00	19,87	0,370
104,18	103,00	103,00	20,365	0,331

Entre 101 et 103 tours, les tourillons du ventilateur s'échauffaient, et l'on n'aurait pu sans graves inconvénients fonctionner longtemps à cette vitesse.

Nous avons ajouté aux résultats d'expérience contenus dans les quatre dernières colonnes de ce tableau, les dépressions calculées d'après la formule

$$h + h_1 = 0,00056. p. N^2(R^2 - r^2),$$

en supposant que l'air sortant de cette mine, chargé d'eau et mêlé à une assez forte proportion d'hydrogène carboné, pesait 1<sup>m</sup>kil,135 le mètre cube. L'exactitude de cette formule se trouvera ainsi démontrée par la coïncidence presque rigoureuse qui existe entre les dépressions théoriques et les dépressions pratiques, toutes les fois que les courants rentrants sont supprimés et ne viennent point porter le trouble dans les phénomènes de force centrifuge.

Les dépressions théoriques ont été calculées de la manière suivante : à la vitesse de 80 tours, par exemple, le volume d'air débité était de 16<sup>m</sup>³,356, et ce volume était rejeté dans l'atmosphère par 8 orifices ayant chacun 1<sup>m</sup>,40 sur 0<sup>m</sup>,25, soit 0<sup>m</sup>²,35; la section totale de sortie était donc de 8. 0<sup>m</sup>²,35 = 2<sup>m</sup>²,80, et la vitesse d'échappement de l'air, de

$$\frac{16^{\text{m}^3},356}{2,8} = 5^{\text{m}},84.$$

La hauteur génératrice de cette vitesse, en millimètres d'eau, ou  $h_1$ , était d'après ce que nous avons dit précédemment :

$$h_1 = \frac{V^2}{2g} p = \frac{(5,84)^2}{19,62} 1,135 = 1,98 \text{ millimètres d'eau ;}$$

or, la formule générale donne :

$$h + h_1 = 0,00056. 1,135 (80)^2 (4)^2 = 65 \text{ millimètres.}$$

Nous avons admis que  $r = 0$ , parce que les ailes se prolongeaient jusqu'à l'arbre du ventilateur.

La dépression est donc dans ce cas :

$$h = 65 - 1,98 = 63^{\text{mm}} \text{ en nombre rond.}$$

Les autres dépressions théoriques ont été calculées de la même manière, et leur concordance avec les dépressions pratiques est certainement remarquable.

Les coefficients d'effet utile de cet appareil sont bien plus considérables que ceux que l'on a pu constater sur les appareils qui communiquent avec l'atmosphère par toute leur surface cylindrique extérieure, et ils doivent cet avantage à la suppres-

sion des courants rentrants qui, brusquement emportés dans le mouvement de rotation des ailes, pour être rejetés immédiatement après, consomment sans utilité une fraction notable du travail moteur.

Cependant nous avons quelques raisons de penser que les coefficients les plus favorables inscrits dans le tableau sont un peu trop forts, par suite d'erreurs provenant d'une appréciation inexacte du volume d'air débité, ou par suite d'erreurs affectant la mesure du travail transmis par la vapeur au piston moteur, et voici les considérations sur lesquelles repose cette opinion.

A la vitesse de 80 tours, le travail utilisé était :

$$16^{\text{m}}356 \times 61^{\text{kil}} = 997^{\text{km}},72 \text{ par seconde.}$$

Le travail mesuré avec l'indicateur de Watt était, pendant le même temps, de 2500<sup>km</sup> environ.

Ce qui a fourni le plus fort coefficient  $\frac{997,72}{2500} = 0,398$ .

Or la vitesse d'échappement dans le sens du rayon était, dans cette expérience, de 5<sup>m</sup>,84 et la vitesse tangentielle de

$$\frac{2 \pi R. 80}{60} = 33^{\text{m}}, 84.$$

La vitesse de pénétration de l'air dans l'atmosphère environnante, ou  $V''$ , était la résultante de ces deux vitesses, ce qui donne :

$$V''^2 = (5,84)^2 + (33,84)^2 = 1197,26.$$

En supposant  $p = 1,11135$ , la force vive de l'air tiré de la mine, par seconde, devait être :

$$\frac{PV''^2}{2g} = \frac{16^{\text{m}}3,356 \times 1,11135 \times 1197,26}{19,62} = 1115,^{\text{km}}54.$$

Ce travail joint au travail utilisé de 997,<sup>km</sup>72, forme un total de 2113,<sup>km</sup>26, tandis que le travail transmis au piston moteur n'est que de 2500<sup>km</sup>. Les pertes, dans cet appareil, se réduiraient donc à

$$\frac{2500 - 2113,26}{2500} = 0,1547 \text{ du travail moteur.}$$

Ainsi les frottements du piston, de sa tige, de l'appareil de distribution de la vapeur, de tous les axes, et les résistances



propres de l'appareil ventilateur, n'auraient absorbé qu'un peu plus de 15 pour cent du travail moteur. Ce résultat nous semble un peu excessif et plus favorable qu'aucun autre dont nous ayons eu connaissance, concernant le coefficient d'effet utile d'une machine à vapeur unie à l'outil qu'elle met en mouvement. C'est pour cela que nous pensons que ce coefficient de 0,398 qui est le plus favorable du tableau, est un peu trop fort et qu'il serait prudent de n'attribuer à ce genre d'appareil fonctionnant dans des conditions semblables à celles que nous avons indiquées, qu'un coefficient moyen de 0,32 à 0,34.

Quoiqu'il en soit, ces expériences et les considérations qui précèdent, montrent que les résistances au mouvement de l'air à travers les ventilateurs sont très faibles; que le choc des ailes contre l'air à l'instant où elles l'emportent dans leur mouvement de rotation, ne consomme qu'une quantité de travail insignifiante, ce qui tient sans doute à la parfaite élasticité de ce fluide, et elles mettent en évidence l'inutilité de courber les ailes à leur naissance, comme on l'a fait au ventilateur de Marcinelle, pour ne vaincre que progressivement l'inertie de l'air et éviter les chocs. En effet, dans les expériences dont il est question, aucune disposition spéciale n'avait été adoptée pour éviter ces chocs et après avoir fait, dans le travail dépensé, la part de l'effet utile, de la force vive inutilement imprimée à l'air au sortir du ventilateur, et la part des frottements qui s'élèvent habituellement dans les machines à vapeur à 20 ou 25 pour cent, il ne reste presque rien pour représenter la part que l'on pourrait attribuer au choc et au frottement de l'air contre les palettes.

M. Lambert aurait beaucoup amélioré son appareil, en tournant les orifices de sortie du côté opposé au mouvement de rotation et en adoptant la disposition indiquée dans la figure (11).

Le volume d'air débité et la dépression seraient restés les mêmes que lorsque l'échappement a lieu suivant le rayon, mais la force vive inutilement transmise à l'air qui abandonne l'appareil, eût été fort amoindrie; de sorte qu'il serait arrivé au même résultat avec le même nombre de tours, mais avec une dépense plus faible de travail moteur.

La vitesse  $V''$ , dans ce cas, eût été égale à  
 $33,^m84 - 5,^m84 = 28^m$   
 et la force vive perdue  $\frac{PV''^2}{2g}$  égale à  $\frac{16,356.1,135(28)^2}{19,62} = 741^k m, 66$ .

Le bénéfice eût donc été de

$$1115,54 - 741,66 = 373^k m, 88,$$

$$\text{ou de } \frac{373.88}{75} = 5 \text{ chevaux environ,}$$

sur un travail de  $2500^k m$  ou de  $33,^{ch}33$ ;

$$\text{soit } \frac{5}{33,33} = 0,15.$$

Ainsi il y aurait 15 p % environ de travail économisé en débitant l'air en sens inverse du mouvement du ventilateur, au lieu de l'abandonner dans le sens du rayon, au moins dans le cas particulier auquel s'appliquent les calculs qui précèdent. Il sera facile de se rendre compte du bénéfice réalisé par cette disposition dans d'autres circonstances.

Nous ferons observer, en passant, que cette forme de ventilateur avec palettes placées suivant le rayon et orifices de sortie tournés du côté opposé au mouvement de l'appareil, est la seule à laquelle s'applique la théorie de M. Combes qui a essayé de réaliser le même résultat avec des ailes courbes dont le dernier élément était tangent à la circonférence extérieure de l'appareil, mais ces ailes courbes altèrent profondément la nature de ce genre de ventilateur lorsqu'il n'est pas enveloppé.

Lorsque l'on a construit une enveloppe fixe aux ventilateurs primitivement libres sur tout leur pourtour, en ne laissant dans l'enveloppe qu'une ouverture pour la sortie de l'air, cette ouverture a, généralement, occupé une trop grande partie de la circonférence de cette enveloppe, ce qui a permis les remous et les courants rentrants par une partie de la section disponible; puis comme ces premiers ventilateurs n'avaient qu'un faible diamètre et faisaient un très grand nombre de tours par minute, l'air compris entre deux palettes qui venaient de franchir l'espace correspondant à l'orifice de sortie, n'avait pas le temps de s'établir en équilibre de tension dans l'intervalle de ces deux

palettes et venait se représenter devant cet orifice avec la tendance aux deux courants de dehors en dedans et de dedans en dehors, et cet effet devenait plus prononcé lorsque l'enveloppe n'était pas concentrique avec l'appareil tournant et s'écartait des ailes à mesure qu'elles se rapprochaient de l'ouverture. Dans ce cas, l'entrée de l'air dans les intervalles des ailes était continue et l'on retrouvait dans une plus faible mesure tous les inconvénients inhérents aux ventilateurs non enveloppés. L'inclinaison des ailes sur le rayon, dans ces dernières dispositions, jouait un rôle important et augmentait la dépression ; le ventilateur changeait de nature et produisait sur l'air en mouvement des effets d'impulsion directe de dedans en dehors, sur lesquels nous reviendrons plus tard dans un chapitre spécial.

C'est M. Ch. Letoret de Mons quia eu le premier, en Belgique, l'idée d'appliquer à la ventilation des mines, le ventilateur à force centrifuge, ou tarare des meuniers, et il en fit l'essai en 1840 sur une mine du couchant de Mons.

On ne tarda pas à constater, ou plutôt à penser, que l'effet de ces appareils s'améliorait un peu en inclinant les ailes sur le rayon du côté opposé à la rotation et tous les ventilateurs qu'il fit construire plus tard eurent des ailes inclinées ; c'est pour cela que l'on possède si peu de renseignements pratiques sur les ventilateurs qui n'agissent sur l'air que par l'action de la force centrifuge et que, jusqu'à présent, le seul sur lequel on ait pu constater nettement l'exactitude des formules correspondantes à ce mode d'action isolé de tout autre phénomène qui le trouble ou le renforce, est le ventilateur de M. Lambert, dont nous avons examiné ci dessus les effets généraux. Ces effets ont été trouvés parfaitement conformes aux prévisions de la théorie, car s'il n'y a pas coïncidence mathématique entre les deux catégories de résultats, les différences sont si faibles que l'on peut hardiment les porter au compte de l'imperfection des moyens d'observation.

Après M. Letoret, M. Guibal reprit la question de ventilation par l'action de la force centrifuge, en se proposant de supprimer le plus grave inconvénient de l'appareil tel que nous l'avons décrit et qui consiste dans l'énorme vitesse avec laquelle

l'air pénètre dans l'atmosphère environnante et dans la perte de travail correspondante, tout en réalisant, comme M. Lambert, l'avantage de supprimer les courants rentrants. Ce nouveau ventilateur a acquis aujourd'hui une importance considérable et nous l'examinerons avec beaucoup de détails, tant au point de vue pratique qu'au point de vue théorique.



## CHAPITRE QUATRIÈME.

### VENTILATEUR A FORCE CENTRIFUGE

AVEC RESTITUTION DE FORCE VIVE

*OU VENTILATEUR DE M. GUIBAL.*



Dans la théorie du ventilateur à force centrifuge que nous avons précédemment exposée, nous avons vu que le travail qu'il fallait lui transmettre, abstraction faite de toutes les résistances passives, se composait de deux parties bien distinctes.

L'une invariable, qu'il n'était pas possible de modifier par des changements dans la disposition des appareils, et sur laquelle on ne pouvait agir favorablement qu'en diminuant les résistances au mouvement de l'air dans les travaux souterrains, constituait l'effet utile, et elle était représentée par le produit du volume d'air extrait de la mine, multiplié par la dépression exprimée en kil. par mètre carré.

L'autre variable, pouvant être modifiée par de judicieuses dispositions de ces appareils, était représentée par la force vive que l'air extrait de la mine conservait encore en pénétrant dans la masse atmosphérique ambiante. Cette partie possédait sa valeur maxima lorsque les orifices de sortie versaient l'air dans le sens du mouvement propre de ces appareils, diminuait à mesure que la direction de la vitesse d'échappement, abstraction faite de ce mouvement des ventilateurs, se rapprochait du rayon, puis à partir de cette direction, continuait à diminuer à mesure que la vitesse d'échappement faisait un angle plus

petit avec la tangente à la circonférence des appareils dans le sens opposé à leur mouvement, pour atteindre sa valeur minima lorsque cette vitesse d'échappement était dirigée dans le sens directement opposé à la rotation.

Dans cette seconde phase du changement de direction de la vitesse d'échappement, une partie de plus en plus grande de la force imprimée à l'air sortant, était restituée à l'appareil par la *réaction dynamique* dont nous avons apprécié le rôle de plus en plus important dans le chiffre de la consommation de travail, à mesure que la direction de la vitesse d'échappement se rapprochait de la direction opposée à celle de la vitesse propre des ventilateurs.

Malgré cet effet favorable de la réaction dynamique, la perte de travail par suite de la force vive inutilement imprimée à l'air sortant, restait néanmoins considérable et constituait pour ce genre d'appareils, un état d'infériorité notable encore aggravé par les rentrées d'air que nous avons signalées lorsqu'ils ne sont point enveloppés et lorsque les orifices de sortie occupent toute la surface cylindrique extérieure.

C'est ce vice radical que M. Guibal a fait disparaître par une disposition judicieuse qui a permis de recueillir et de transformer en effet utile, cette énorme perte de force vive que M. Combes avait inutilement essayé d'éviter par son ventilateur à ailes courbes qui n'était, comme nous le montrerons plus tard, autre chose qu'un simple ventilateur à force centrifuge.

Pour bien comprendre les effets de l'utile modification apportée par M. Guibal aux appareils ordinaires à force centrifuge, il ne sera peut être pas inutile de rappeler ici le principe de mécanique qui constitue la raison d'être de cette modification.

Toutes les fois qu'un corps solide, liquide ou gazeux, de masse  $M$ , est animé d'une vitesse  $V$ , il possède une quantité de travail, emmagasinée et disponible, égale à  $\frac{M V^2}{2}$ , et sa vitesse ne peut être neutralisée que par une résistance constante ou variable, qui le dépouille de ce travail emmagasiné ou de cette *force vive*. Ainsi une pierre de poids  $P$  lancée de bas en haut avec une vitesse  $V$ , possède une force vive  $\frac{M V^2}{2}$  ou  $\frac{P V^2}{2g}$  et s'é-

lève, avant de perdre sa vitesse, à une hauteur  $h$ , telle que le travail résistant  $P h$  correspondant à son élévation et le travail qu'elle dépense le long du même chemin pour vaincre la résistance variable de l'air à son mouvement, représentent ensemble le travail  $\frac{M V^2}{2}$  qu'elle possédait lorsqu'elle a été

abandonnée par la force motrice qui lui a imprimé la vitesse  $V$ .

C'est cette propriété due à l'inertie de tout ce qui est matière, que M. Guibal a utilisée pour augmenter dans une proportion considérable l'effet utile des ventilateurs à force centrifuge, en faisant concourir à la production de cet effet utile, la force vive que l'air possède à sa sortie de ces ventilateurs ; de telle façon qu'il importe peu, dans les appareils de cette nouvelle espèce, que l'air les abandonne à leur circonférence avec une vitesse ou avec une force vive plus ou moins considérable, puisque cette force vive peut être transformée en effet utile dans une mesure aussi complète qu'on le voudra.

La (fig. 16) présente les lignes primitives de la disposition générale de ce ventilateur.

Comme les premiers ventilateurs à force centrifuge, il tourne entre deux parois verticales dont une seule est percée d'une ouïe par laquelle arrive l'air de la mine ; l'autre n'est percée que d'une petite ouverture circulaire traversée par l'arbre de l'appareil qui reçoit le mouvement de la machine motrice placée dans une chambre contigue. Une enveloppe cylindrique en maçonnerie entoure complètement le ventilateur et porte en un point de son pourtour un conduit évasé  $N$  qui se raccorde tangentielllement avec la circonférence de l'enveloppe. Les ailes sont inclinées dans le sens qu'indique la figure, non parce que cette position présente des avantages relativement à l'effet produit, mais parce qu'elle offre un moyen de fixer très solidement les bras  $xy$  sur un manchon polygonal à claire voie dont ils recouvrent tout un côté  $xy$ .

Le bas du conduit isolé est muni d'une vanne concentrique avec le ventilateur et qui doit servir à régler l'ouverture de ce conduit d'après le volume d'air que débite l'appareil ou que la dépression appelle de la mine.

Lorsque l'on imprime à ce ventilateur un mouvement dans le sens indiqué par la flèche, l'air entre par l'ouïe, s'engage entre les ailes et se trouve immédiatement sous l'action de la force centrifuge qui le comprime progressivement du centre à la circonférence, et lorsque cet air emporté dans le mouvement général de rotation, arrive à l'ouverture  $s$  du conduit évasé, il s'y engage avec la vitesse que les ailes possèdent à leur extrémité. La nappe fluide en parcourant le conduit, ou la *cheminée*, augmente de section comme elle et prend successivement des vitesses inversement proportionnelles aux sections qu'elle traverse depuis son entrée jusqu'à sa sortie, ou jusqu'à son épanouissement final dans l'atmosphère.

La forme de la cheminée doit être telle que la nappe fluide qui s'enfle en la parcourant, la remplisse toujours entièrement d'un bout à l'autre, afin qu'il n'y ait point de remous ni de rentrées d'air extérieur par une partie de la section supérieure  $S$ ; l'expérience indique le degré maximum d'évasement que l'on peut lui donner suivant sa longueur, tout en satisfaisant à cette condition.

Nous avons essayé de représenter dans la figure, la nature du mouvement de l'air depuis son entrée dans le ventilateur, jusqu'à sa sortie par l'extrémité de la cheminée. L'arête  $K$  de la vanne régulatrice forme comme le fer d'un rabot qui enlève sur le pourtour de la masse d'air cylindrique exportée dans le mouvement de rotation, une lame fluide d'épaisseur  $Km$  et d'une largeur égale à celle du ventilateur. Cet air est continuellement remplacé par de l'air nouveau qui arrive par l'ouïe, mais il ne s'engage pas directement entre tous les intervalles des ailes, comme lorsqu'elles ne sont point enveloppées; il ne s'engage que dans ceux qui ont débité une partie de celui qu'ils contenaient. En effet, les ailes se prolongent jusqu'à l'enveloppe sur presque tout son pourtour et l'air qu'elles emportent avec elles ne peut prendre de mouvement du centre à la circonférence que dans la région où l'enveloppe s'écarte de leur extrémité, c'est-à-dire dans le voisinage de l'entrée de la cheminée, en  $B$  et  $C$ ; là cet air rencontre à l'orifice  $s$  un certain degré de vide ou une tension moindre que la pression atmosphérique, dont la cause sera indiquée tout à l'heure, et celui qui ne s'engage



pas dans l'orifice et reste dans les intervalles qui viennent de se vider partiellement, subit une dilatation et descend au dessous de la tension correspondante à la force centrifuge développée. Les intervalles des ailes continuent alors à recevoir de l'air par le centre du ventilateur pendant qu'ils traversent quelques positions D, E..... en nombre d'autant plus grand que le ventilateur tourne plus vite, et jusqu'à ce que ces intervalles aient reçu la quantité d'air nécessaire pour reporter la densité au chiffre correspondant à la force centrifuge développée. A partir du point où les intervalles des ailes se sont suffisamment chargés d'air, tout mouvement du centre à la circonférence est suspendu jusqu'à ce que ces intervalles repassent par la position B. Durant cette dernière période, l'air dont l'inertie a été vaincue pendant son introduction dans les espaces B, C, D, E, n'exige plus l'action des ailes pour conserver son mouvement de rotation et il s'établit en équilibre de tension entre ces ailes pendant qu'elles franchissent les positions F, G, I, A, aux différences près des accroissements de densité et de tension du centre à la circonférence, dus à l'action de la force centrifuge. Il est évident que l'inclinaison des ailes perd alors toute influence sur le résultat et que la force centrifuge ou la pression que l'air exerce contre l'enveloppe, serait exactement la même si ces ailes étaient placées suivant le rayon; nous avons déjà appelé l'attention sur ce phénomène dans la théorie du ventilateur ordinaire à force centrifuge.

On peut constater par expérience que les choses se passent comme nous venons de les décrire, en se plaçant devant l'ouïe d'un de ces ventilateurs pendant qu'il fonctionne, et en lançant dans cette ouïe une poignée de papiers découpés, on voit ces légers fragments se précipiter directement vers les régions B, C, D, puis faire plusieurs tours avec le ventilateur avant de s'engager dans l'orifice de la cheminée. Le calcul peut aussi venir en aide à cette observation. Supposons qu'un semblable ventilateur de 8<sup>m</sup> de diamètre et de 2<sup>m</sup> de largeur, appelle de la mine, sous la dépression qu'il crée lorsqu'il fait 78 tours par minute, un volume d'air de 25 mètres cube par seconde.

Le nombre de tours par seconde sera de  $\frac{78}{60} = 1,3$  et le dé-

veloppement de la lame fluide qui passera par l'orifice de la cheminée pendant ce temps, sera de

$$2\pi R. 1,3 = 6,283. 4. 1,3 = 32^m 67.$$

La largeur de cette lame étant de  $2^m$ , son épaisseur sera donnée par l'équation:

$$2^m.e. 32^m,67 = 25 \text{ mètres cubes ;}$$

d'où  $e = 0^m, 382$ .

Ainsi, en négligeant l'effet de la contraction à l'entrée de la cheminée, le côté  $Km$  de l'orifice d'introduction devrait avoir au moins  $0^m, 382$ , et l'arête de la vanne enlèverait une lame de  $0^m, 382$  d'épaisseur sur le pourtour de la masse d'air cylindrique emportée dans le mouvement de rotation, pendant que celle-ci s'enfle à mesure qu'elle est dépouillée à sa circonférence. Dans l'application, ces phénomènes ne s'accomplissent pas tout à fait avec cette sorte de régularité mathématique que nous venons de leur supposer et que semble indiquer la figure ; il y a bien, quand on lance dans l'ouïe des corps légers, quelques uns de ces corps, qui arrivant entre les ailes dans la région indiquée, avec une grande vitesse, traversent, en vertu de cette vitesse acquise, quelques unes des spires devant lesquelles elles devraient s'arrêter, et il en est de même d'une certaine quantité d'air qui arrive ainsi à l'orifice plutôt qu'elle ne le devrait ; mais cela n'empêche pas l'accomplissement du phénomène général que nous avons décrit et que ces petites anomalies ne troublent que dans une faible mesure. Au reste, l'air, dans tous ses mouvements, peut obéir à de si faibles forces, qu'il est impossible de prévoir tous les mouvements particuliers et secondaires qui se produiront dans une grande masse de ce fluide sur laquelle on fait agir des forces destinées à produire certains effets généraux ; il faut se contenter du résultat final qui, dans le cas dont il s'agit, se produit avec une régularité suffisante pour qu'il puisse être prévu.

Passons maintenant à la théorie de l'appareil. Ce ventilateur, lorsqu'il fonctionne, reçoit par l'ouïe, de l'air à une tension inférieure à la tension atmosphérique ; cet air emporté dans le mouvement de rotation des ailes, développe une force centrifuge qui l'applique contre la partie cylindrique de l'enveloppe sur laquelle il exerce une pression égale à la pression qui existe au centre de l'appareil plus la pression correspondante à la force

centrifuge. Néanmoins cette pression est un peu moindre contre la partie de l'enveloppe qui correspond aux espaces C, D, E, que contre la partie qui correspond aux espaces F, G, I, A, parce que les premiers ne contiennent pas encore tout l'air qu'ils doivent recevoir et que celui qui s'y trouvait antérieurement a subi une dilatation et s'est échappé en partie, en passant devant l'ouverture de la cheminée, comme nous l'avons fait observer ci-dessus. On peut constater ce fait en plaçant plusieurs manomètres sur le pourtour de l'enveloppe, ils indiquent une dépression qui a sa plus grande valeur dans les points de l'enveloppe qui correspondent à l'espace D ; cette dépression diminue ensuite progressivement jusqu'aux points correspondants aux espaces G, I, A, puis reste constante sur une petite partie du périmètre de cette enveloppe avant d'arriver à l'orifice de la cheminée, sans jamais devenir égale à zéro, car le maximum de tension de cet air à la circonférence du ventilateur n'atteint jamais la pression atmosphérique extérieure. Ce n'est qu'au sommet de la cheminée que la tension de l'air qui traverse l'appareil, s'élève jusqu'à la tension atmosphérique avec un léger excédant indispensable à la production de la vitesse de sortie par la grande section de cette cheminée.

*Effet de la cheminée évasée.* Partageons la masse d'air en mouvement dans la cheminée N, en petites tranches, par des plans perpendiculaires à l'axe de ce conduit. Si celui-ci avait, d'un bout à l'autre, la section  $s$  de l'orifice d'entrée, l'air y conserverait sa vitesse  $V'$  et tout se passerait comme si cet air débouchait directement dans l'atmosphère ; mais il est progressivement évasé, de telle façon que le courant qui le parcourt en remplit toujours la section entière. Il en résulte que les tranches successives diminuent de vitesse en s'élargissant depuis leur entrée jusqu'à leur sortie et que leur vitesse  $V'$  à

l'entrée devient, à la sortie,  $V = V' \frac{s}{S}$ .

Mais la vitesse d'une tranche ne peut diminuer que par l'action de la résistance qu'oppose à son mouvement la tranche qui la précède, en vertu de l'inertie ; de sorte que, dans toute la longueur, chaque tranche pousse celle qui la précède et qui se meut moins vite qu'elle. En vertu de ce mode de mouvement

des tranches successives, celle qui est en contact avec l'air extérieur, au sommet de la cheminée, exerce contre lui une certaine pression par mètre carré ; celle qui la suit, la pousse à son tour et elle est, elle même, poussée par la troisième avec un certain effort par mètre carré. Les pressions, de tranche en tranche, s'ajoutent ainsi depuis l'entrée de la cheminée jusqu'à son sommet sans que la diminution de section, du sommet à l'orifice d'entrée, ait d'influence sur la valeur de la pression par mètre carré, exercée par chaque tranche sur celle qui la précède ; ce résultat provient de la propriété des fluides de transmettre dans toute l'étendue d'une tranche, quelle que soit cette étendue, la pression par mètre carré qu'elle reçoit de celle qui la pousse et qui a moins d'étendue qu'elle. Ces pressions successives s'ajoutant les unes aux autres, constituent une certaine pression par mètre carré exercée sur l'air extérieur au niveau de la section de sortie S, et cette pression diminue d'une quantité équivalente la pression atmosphérique qui se transmettrait intégralement jusqu'au bas de la cheminée, si l'air que celle-ci contient était immobile. Il s'établit donc une différence entre la tension qui existe au pied de cette cheminée et celle de l'atmosphère qui pèse sur sa section supérieure, et il se produit une espèce de succion sur l'air qui abandonne le ventilateur devant l'orifice d'introduction s, par l'action de cette force vive ou travail emmagasiné dont la masse d'air en mouvement dans le conduit évasé, se dépouille en diminuant de vitesse pendant le parcours de ce conduit.

Si nous représentons par Q la pression par mètre carré exercée par l'air sortant sur l'air atmosphérique extérieur dans toute l'étendue de la section S de sortie, ou la différence des tensions au bas et au sommet de la cheminée, le travail consommé par cette résistance qui est vaincue avec la vitesse de sortie V, sera :

$$Q. S. V = Q. S. V' \frac{s}{S} = Q. V'. s,$$

et ce travail sera égal à la force vive dont a été dépouillée la masse d'air qui le produit, en passant de la vitesse V' à la vitesse V.

Si  $P$  représente le poids d'air qui s'échappe par seconde, on aura l'équation :

$$\frac{P V'^2}{2g} - \frac{P V^2}{2g} = Q \cdot V' \cdot s,$$

ou 
$$\frac{P V'^2}{2g} \left(1 - \frac{s^2}{S^2}\right) = Q \cdot V' \cdot s;$$

d'où 
$$Q = \frac{P V'}{2g \cdot s} \left(1 - \frac{s^2}{S^2}\right).$$

D'autre part, si  $p$  représente le poids du mètre cube d'air, on aura

$$P = s \cdot V' p;$$

d'où 
$$Q = \frac{V'^2 p}{2g} \left(1 - \frac{s^2}{S^2}\right).$$

Telle est la différence des tensions, par mètre carré, entre les deux extrémités du conduit évasé, ou la dépression que le ralentissement de la vitesse de l'air dans le conduit, produit au point où l'air nouveau emporté dans la rotation du ventilateur, abandonne celui-ci et s'engage par l'orifice d'entrée, dans la cheminée.

La pression  $Q$  contre l'atmosphère au sommet de la cheminée, ou la dépression à l'autre extrémité de celle-ci, étant exprimée en kil. par mètre carré et la pression d'une colonne d'eau de 1 millimètre de hauteur étant de 1 kil. par mètre carré, la dépression  $h_1$  en millimètres d'eau sera représentée par le même chiffre que la pression  $Q$ , ce qui donnera :

$$h_1 = \frac{V'^2 p}{2g} \left(1 - \frac{s^2}{S^2}\right);$$

et si l'on observe que  $V' = \frac{2 \pi R \cdot N}{60} = 0,1047 \cdot N \cdot R$ ,

l'équation deviendra :

$$h_1 = 0,00056 \cdot p \cdot N^2 \cdot R^2 \left(1 - \frac{s^2}{S^2}\right),$$

ou 
$$h_1 = 0,00056 \cdot p \cdot N^2 \left(R^2 - R^2 \frac{s^2}{S^2}\right).$$

C'est, en millimètres d'eau, la dépression due à l'action propre de la cheminée.

Si l'air ne sortait pas par la section S toute entière et qu'il y eût une rentrée d'air extérieur par une partie de cette section, la vitesse de sortie V en serait augmentée dans la partie utilisée de cette section, la perte de force vive transformée en dépression serait moindre, et le courant rentrant, jusqu'à une certaine profondeur dans la cheminée, agirait comme un obstacle à la sortie de l'air, par sa force vive qu'il faudrait neutraliser, par ses frottements et par les remous qu'il pourrait produire dans le courant sortant; une partie de la force vive disponible, déjà amoindrie par l'accroissement de la vitesse de sortie, serait encore consommée par ces résistances spéciales; il ne faut donc élargir le conduit que jusqu'à la limite sous laquelle l'air en occupe toujours toute la section pendant qu'il le traverse. D'autre part, la dépression  $h_s$  ne peut se produire intégralement dans les applications, parce que les frottements de l'air contre les parois du conduit, consomment une petite partie de la force vive disponible et cette partie ne se transforme pas en dépression. C'est pour cela qu'il ne faut pas non plus trop allonger la cheminée pour la même section de l'orifice de sortie.

Si l'orifice d'entrée était trop grand, par exemple si la cheminée avait la même section S d'un bout à l'autre, et que l'air sortît à plein tuyau par l'extrémité, il y aurait la même restitution de force vive que lorsqu'elle est évasée, mais il se produirait des remous à l'entrée parce que le courant qui y pénétrerait avec la vitesse V' de l'extrémité des ailes, n'occuperait pas toute la section d'entrée, et il se manifesterait en ce point une partie des effets de courants rentrants que nous avons signalés à propos des ventilateurs à force centrifuge en libre communication avec l'atmosphère sur tout leur pourtour; une partie plus ou moins considérable de la force vive disponible se consumerait en ce point et ne se transformerait pas en dépression. C'est pour cela que la vanne est utile; elle sert à empêcher les remous et à réduire l'ouverture d'entrée à ce qui est strictement nécessaire pour le passage de la lame d'air dont l'épaisseur dépend du volume de gaz que fournit la mine sous la dépression créée par le ventilateur. Dans l'appréciation de ce minimum

de section d'entrée, il faut évidemment tenir compte de la contraction relative au passage de tous les fluides par un orifice.

Pour le même motif, le conduit ne doit pas s'évaser trop brusquement au delà de la vanne.

*Dépression totale due à l'action de ce ventilateur.* Comme nous venons de le voir, l'action de la cheminée produit au point où l'air abandonne le ventilateur, au pied de cette cheminée, une dépression relativement à la pression atmosphérique extérieure, représentée par une colonne  $h_1$ , en millimètres d'eau, et égale à

$$h_1 = 0,00056. p. N^2 \left( R^2 - R^2 \frac{s^2}{S^2} \right). \quad (X)$$

D'autre part, la dépression  $h$ , produite par la force centrifuge que développe la rotation du ventilateur, est représentée, comme nous l'avons vu dans la théorie du ventilateur qui ne fonctionne que sous l'action de la force centrifuge, par

$$h = 0,00056. p. N^2 (R^2 - r^2). \quad (Y)$$

Ici l'on n'a pas à tenir compte de l'excédant que nous avons précédemment représenté par  $h_1$ , parce que l'air ne possède en pénétrant dans l'orifice de la cheminée, aucune vitesse d'échappements dans le sens du rayon, il y pénètre avec la simple vitesse  $V$  tangentielle à l'extrémité des ailes.

La dépression  $h$ , dans le cas dont il s'agit, est la différence des tensions au centre et à la circonférence du ventilateur, de sorte que cette dépression rencontrant au bas de la cheminée une dépression  $h_1$  créée par l'action de cette cheminée, il s'établit entre le centre du ventilateur et l'atmosphère extérieure une différence de tension égale à  $h + h_1$ , et c'est cette somme qui constitue la dépression totale correspondante à l'action entière de l'appareil, au moins théoriquement et dans l'hypothèse d'absence complète de résistances nuisibles, de remous, etc.

Cette dépression totale se présente alors sous la forme suivante :

$$(K) \quad h + h_1 = 0,00056. p. N^2 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{s^2}{S^2} \right) - r^2 \right].$$

Nous avons supposé, dans cette appréciation, que le poids  $p$  du mètre cube d'air, était le même dans toutes les régions de l'appareil, ce qui n'est pas tout à fait vrai, mais l'erreur ainsi commise est sans importance réelle.

En comparant les deux expressions X et Y et en supposant que  $\frac{s}{S} = \frac{1}{n}$ , on voit que la dépression  $h_s$  due à la cheminée l'emporte sur celle qui est due à la force centrifuge, toutes les fois que  $r$  est plus grand que  $\frac{R}{n}$ .

Ainsi, par exemple, en adoptant  $r = \frac{R}{3}$ , et  $\frac{s}{S} = \frac{1}{4}$ ,

l'expression X devient  $h_s = 0,00056. p. N^2. R^2 \frac{15}{16}$ ,

et l'expression Y devient  $h = 0,00056. p. N^2. R^2 \frac{8}{9}$ .

Si l'air s'échappait par une partie seulement de la section supérieure S de la cheminée, soit parce que cette section aurait été faite trop grande, soit parce que le courant qui passe par la section inférieure s, se serait dirigé vers la paroi du conduit la plus éloignée du ventilateur, il en résulterait une diminution dans la valeur de  $h_s$  et, dans une hypothèse déterminée, on pourrait se rendre compte de la perte, de la manière suivante :

Supposons que le courant sortant n'occupe que la  $n^{\text{me}}$  partie de la section S, ce qui serait l'équivalent d'une réduction de cette section qui ne serait plus que  $\frac{S}{n}$ .

La vitesse V', au bas du conduit, serait encore au sommet,  $V' \frac{s \cdot n}{S}$ , et la dépression  $h_s$  correspondante serait donnée par l'expression X, en remplaçant S par  $\frac{S}{n}$ ; on trouverait ainsi :

$$h_s = 0,00056. p. N^2 \left( R^2 - R^2 \frac{s \cdot n^2}{S^2} \right),$$

de sorte que si  $ns$  était égal à S, c'est-à-dire que si l'air ne sortait au sommet de la cheminée que par une partie de la section S, égale à la section du bas de cette cheminée,  $h_s$  se réduirait à zéro et l'effet favorable de celle-ci serait neutralisé. De plus, les courants rentrants et les remous qui se produiraient dans la partie du conduit non occupée par le courant utile sortant, feraient obstacle au mouvement de celui-ci et rendraient la disposition plus nuisible qu'utile.



Il est donc très important de construire la cheminée dans une direction et avec un évasement tels, que le courant en occupe toujours toute la section, et même de telle façon que la vitesse de ce courant soit uniforme dans toute l'étendue d'une même section. Cette dernière considération a aussi sa valeur, car supposons un instant que, dans une moitié de la section S, la vitesse du courant soit triple de sa vitesse dans l'autre moitié :

Nous avons trouvé précédemment que la force vive restituée dans l'hypothèse où la vitesse d'échappement V au sommet de la cheminée serait uniforme dans toute l'étendue de la section, était :

$$\frac{PV'^2}{2g} - \frac{PV^2}{2g} = \frac{P}{2g} (V'^2 - V^2) = \frac{PV'^2}{2g} \left(1 - \frac{S^2}{S'^2}\right).$$

Dans le cas particulier dont il s'agit, le poids P d'air débité se partagerait en deux parties; l'une  $\frac{3}{4}P$  s'échapperait par la section de plus grande vitesse, l'autre  $\frac{1}{4}P$  par la section de plus petite vitesse, et les volumes débités par les deux parties de la section seraient dans le même rapport que ces poids.

Or, le volume total débité est égal à  $s.V'$ .

Le volume débité par la section  $\frac{S}{2}$  de plus grande vitesse, sera donc de  $\frac{3.s.V'}{4}$ , et le volume débité par la section  $\frac{S}{2}$  de plus petite, vitesse sera de  $\frac{s.V'}{4}$ .

En désignant par  $v'$  et par  $v''$  les vitesses d'échappement par les deux parties de la section S, on aurait les équations :

$v' \frac{S}{2} = \frac{3.V's}{4}$  ; d'où  $v' = \frac{6.V's}{4.S}$  dans la section de plus grande vitesse, et  $v'' \frac{S}{2} = \frac{V's}{4}$  ; d'où  $v'' = \frac{2V's}{4S}$  dans la section de plus petite vitesse. La somme des forces vives à la sortie, serait :

$$\frac{3P}{4.2g} v'^2 + \frac{P}{4.2g} v''^2 = \frac{P}{2g} \left( \frac{3 v'^2}{4} + \frac{v''^2}{4} \right).$$

En substituant à  $v'$  et à  $v''$ , leurs valeurs ci-dessus, il viendrait :

$$\frac{P}{2g} \left( \frac{3.36.V'^2.s^2}{4.16.S^2} + \frac{4.V'^2.s^2}{4.16.S^2} \right) = \frac{P}{2g} 1,75.V'^2 \frac{s^2}{S^2}.$$

c'est la valeur de la force vive que la totalité de l'air débité par le ventilateur conserverait encore en pénétrant dans l'atmosphère.

Comme sa force vive totale à l'entrée de la cheminée, était

$$\frac{P V'^2}{2g},$$

la partie de cette force vive restituée et convertie en dépression, ne serait que la différence entre cette valeur et celle que nous venons de déterminer ci-dessus, ou

$$\frac{P V'^2}{2g} \left( 1 - 1,75 \frac{s^2}{S^2} \right),$$

quantité plus petite que  $\frac{P V'^2}{2g} \left( 1 - \frac{s^2}{S^2} \right)$  qui représente,

comme nous l'avons vu plus haut, la force vive restituée et convertie en dépression, lorsque l'air s'échappe avec la même vitesse par toute la section supérieure de la cheminée.

L'inégalité de vitesse de sortie de l'air à la partie supérieure des cheminées de ventilateurs de cette espèce, même quand le courant sortant en occupe toute la section, tend donc à diminuer la dépression qu'ils produisent sous un nombre de tours déterminé et, par suite, la quantité d'air qu'ils appellent de la mine, et ce fâcheux effet est d'autant plus prononcé qu'il s'établit dans ces cheminées des courants plus rapides, même en l'absence de tout courant rentrant.

Si, dans l'hypothèse adoptée ci-dessus,  $1,75 \frac{s^2}{S^2}$  était égal à l'unité, ou  $S$  égal à  $1,32 s$ , la restitution de force vive serait nulle et l'effet de la cheminée neutralisé; mais il faut observer que ces inégalités de vitesse ne peuvent jamais s'élever au point que la vitesse dans certaines parties de la section supérieure de la cheminée, dépasse la vitesse d'entrée  $V'$ , ce qui aurait lieu dans le cas que je viens d'admettre, comme il est facile de le vérifier.

Pour prévenir ces inconvénients, M. Guibal, dans les derniers ventilateurs qu'il a fait construire, a redressé suivant le rayon, les extrémités de ses palettes inclinées, parce qu'il avait constaté que la vitesse de la lame d'air qui s'engage dans l'orifice d'entrée de la cheminée, était plus grande du côté qui forme

la continuation de l'enveloppe que du côté opposé, et que cette inégalité de vitesse, tout en s'amoindrissant, tendait cependant à se maintenir partiellement jusqu'au sommet de cette cheminée et à engendrer un courant rentrant du côté opposé à celui qu'occupait le courant sortant trop rapide ; cette légère modification à son appareil primitif, semble avoir un peu régularisé la vitesse d'entrée dans toute l'étendue de l'orifice réglé par la vanne et, par suite, régularisé la vitesse dans toute l'étendue de l'ouverture supérieure de la cheminée, mais il est probable qu'on arriverait au même résultat en modifiant un peu, et par tâtonnement, les directions des deux parois du conduit qui forment l'évasement, car les deux autres parois sont parallèles entr'elles et au plan de mouvement du ventilateur et leur distance est toujours égale à la largeur de l'orifice d'entrée.

Dans ce ventilateur, comme dans l'appareil à force centrifuge seulement, il se produit souvent dans l'ouïe, lorsqu'elle a un trop grand diamètre, un double courant ; l'air y entre par le centre en plus grande quantité que le ventilateur n'en débite, une partie en sort par la circonférence, même lorsque le diamètre de l'ouïe est plus petit que celui de la circonférence passant par la naissance des ailes. Nous en avons déjà indiqué la cause ; l'air qui entre autour de l'arbre, participe au mouvement de rotation dans une certaine mesure, avant de s'engager entre les palettes et commence à se comprimer sous l'action de la force centrifuge avant d'avoir dépassé la circonférence de l'ouïe ; sa tension devient plus grande que celle qui existe dans la galerie qui débouche dans le ventilateur, et il rentre en partie dans celle-ci sous l'influence de son excédant de tension. Ce double courant ne se produit pas, généralement, sur tout le pourtour de l'ouïe, parce que les intervalles des palettes ne recevant de l'air nouveau que devant l'orifice de sortie et au delà de cet orifice, comme nous l'avons dit précédemment, le courant de la galerie vers le ventilateur se dirige directement vers cette région en se courbant, et occupe tout ce côté de l'ouïe ; le courant sortant se produit du côté opposé de cette ouïe et sur une partie plus ou moins considérable de sa circonférence. La direction de la galerie qui amène l'air à l'ouïe, a aussi une grande influence sur la position de la région des courants sortants.

On peut supprimer les courants qui rentrent dans la galerie en diminuant le diamètre de l'ouïe, mais il ne faut pas non plus le faire plus petit qu'il n'est nécessaire pour empêcher les doubles courants, parce qu'alors l'air est obligé d'entrer avec plus de vitesse dans le ventilateur, ce qui entraîne une raréfaction plus grande au centre de ce ventilateur que dans la galerie, et la dépression dans cette galerie, la seule utile à la ventilation de la mine, s'en trouve diminuée, parce que l'appareil ne produit, sous un nombre de tours déterminé, qu'une différence également déterminée des tensions à son centre et à sa circonférence.

Avant de terminer l'examen de ce ventilateur au point de vue purement théorique, nous appellerons encore l'attention du lecteur sur certains avantages spéciaux qu'il présente et sur certains faits généraux qui concernent ce genre d'appareils. Indépendamment de la force vive que le ventilateur de M. Guibal utilise et qui était perdue dans les anciens ventilateurs à force centrifuge entièrement libres sur tout leur pourtour, ou enveloppés sans conduit évasé, il n'offre aucun passage aux rentrées d'air vers le centre de rotation, parce que l'espace libre que l'on ménage, pour éviter les frottements et les chocs, entre les côtés de ses ailes et les parois verticales entre lesquelles elles tournent, est toujours rempli d'une couche d'air qui participe au mouvement général de rotation par entraînement et développe de la force centrifuge, comme si elle était directement poussée par les palettes.

De plus, comme il supprime les rentrées d'air entre ses palettes, il n'agit jamais que sur l'air venant de la mine, et tout le travail qu'il reçoit de la machine motrice, est appliqué à la production de l'effet utile. Dans les appareils non enveloppés ou imparfaitement enveloppés sans cheminée, ces rentrées d'air consomment un travail considérable, au point que l'on a constaté par expérience que lorsque l'on ferme la galerie qui amène l'air à ces derniers ventilateurs et que l'on continue à les faire tourner avec la même vitesse, ils consomment sans produire d'effet utile, à peu près autant de travail qu'ils en consommaient lorsqu'ils produisaient une ventilation effective : tout le travail qu'ils reçoivent est alors appliqué à la produc-

tion de remous et de tourbillons sur leur pourtour ; ils n'agissent que sur l'air extérieur, en produisant avec plus d'énergie le double courant que nous avons décrit ; seulement dans ce dernier cas, il n'y a plus de courant utile, l'air s'échappe en lame plus ou moins épaisse le long de la palette qui le pousse et, dans le même intervalle, rentre dans l'appareil le long de la palette qu'il suit ; tout le travail ne sert qu'à imprimer à une partie de la masse d'air environnante, une force vive considérable qui va s'éteindre en remous dans l'atmosphère et qui vient sans cesse se reproduire à la même source.

Dans les appareils qui ne présentent, comme celui de M. Guibal, qu'une issue étroite percée dans leur enveloppe qui les embrasse de très près, ces doubles courants deviennent impossibles, et lorsqu'on leur supprime la venue d'air de l'intérieur de la mine ou de toute autre source, le travail qu'ils consomment, une fois que l'inertie de la masse d'air qu'ils contiennent, est vaincue, se réduit presque aux résistances passives dues aux frottements des axes tournants et aux vibrations inévitables dans des appareils de grande dimension comme ceux dont il s'agit.

Ces ventilateurs perfectionnés peuvent, du reste, comme tous les autres, devenir des ventilateurs soufflants ; il suffit, pour cela, de mettre l'ouïe en communication directe avec l'atmosphère, puis de coucher horizontalement le conduit évasé, au lieu de le redresser verticalement et de le faire déboucher dans le puits de descente d'air au dessous du plancher qui ferme l'orifice de ce puits aussi hermétiquement que possible. Ce mode d'action du ventilateur de M. Guibal n'a pas, jusqu'à présent, été appliqué à la ventilation d'une mine, mais il l'a été à la ventilation d'un vaste hôpital à Gand, et l'on y est très satisfait des résultats obtenus.

Lorsqu'en imprimant, à l'un de ces ventilateurs ou à tout autre, le maximum de vitesse pratique que l'on puisse lui communiquer sans échauffement de ses tourbillons ou sans danger de rupture, soit pour lui, soit pour l'appareil moteur, on ne produit pas une dépression suffisante pour appeler d'une mine le volume d'air nécessaire à l'assainissement de ses travaux, il est possible encore d'obtenir une dépression et un volume plus considérable par l'adjonction d'un second ventilateur.

Pour arriver à ce résultat, il ne faut pas faire communiquer directement avec la galerie d'amenée de l'air, les deux ventilateurs, parce qu'alors, en admettant qu'ils soient capables de produire la même dépression, le vide partiel qu'ils produiraient ensemble dans cette galerie n'en serait nullement augmenté et il n'y arriverait pas un atome d'air de plus qu'auparavant ; seulement l'air aspiré, au lieu de passer par un seul ventilateur comme avant, se partagerait entre les deux qui consommeraient alors, chacun, moins de travail sous la même vitesse, mais qui, ensemble, en consommeraient plus que le ventilateur unique, parce qu'il faudrait subvenir à la consommation des résistances passives de deux appareils au lieu d'un seul.

Si l'un de ces ventilateurs, soit parce qu'il aurait un plus grand diamètre, soit parce qu'il tournerait plus vite que l'autre, produisait une dépression plus considérable que celui-ci, le vide partiel dans la galerie d'amenée correspondrait à la dépression la plus considérable et il pourrait y avoir soit une suspension de débit par le ventilateur qui produit la plus faible dépression, soit une rentrée d'air atmosphérique à travers celui-ci. Cette rentrée irait grossir le courant venant de la mine et augmenterait sans utilité le débit et le travail de l'autre ventilateur.

En effet : supposons qu'une galerie d'amenée de l'air de la mine A (fig. 17), soit mise en communication avec deux ventilateurs placés en B et C au bout des deux embranchements ; que la dépression produite par le ventilateur C soit de 100 millimètres d'eau, et celle que produit le ventilateur B, de 60 millimètres.

Le ventilateur C produisant une dépression de 100 millimètres et débitant tout l'air qui peut lui arriver sous cette dépression, celle-ci se propagera jusqu'en D extrémité de la galerie A ; l'air qui arrive par cette galerie A se dirigera vers C et aucune parcelle n'ira vers B, puisqu'il existe de ce côté une tension supérieure à celle qui existe en A. Bien plus, le ventilateur B n'étant capable de neutraliser qu'une partie de la pression atmosphérique extérieure, de 60 millimètres, et une dépression de 100 millimètres existant en D, il y aura rentrée par le ventilateur B et passage direct de ce courant rentrant

vers D et C. Il est bon cependant d'observer qu'il faut, pour produire cet effet, une assez grande différence entre les dépressions produites en C et en D, parce que quand le débit de l'un des ventilateurs diminue ou plutôt se trouve suspendu sous l'influence de cette différence des dépressions, la force centrifuge qu'il développe est, toute entière, employée à équilibrer une partie correspondante de la pression atmosphérique extérieure, tandis que la force centrifuge de l'autre ventilateur qui débite l'air, doit équilibrer la dépression et produire pardelà, la hauteur génératrice de la vitesse d'échappement à sa circonférence ; de sorte qu'une fois le débit du ventilateur B interrompu, la rentrée d'air par ce ventilateur ne commence qu'à l'instant où la force centrifuge totale qu'il développe descend au dessous de la partie de la force centrifuge développée par l'autre, qui engendre la dépression de ce dernier.

Si l'on plaçait en B et en C deux ventilateurs de M. Guibal, au lieu de deux ventilateurs sans conduit évasé, l'effet de rentrée d'air devrait se manifester bien plus rapidement et plus énergiquement qu'avec ceux-ci, car lorsque l'un de ces ventilateurs à restitution de force vive, cesserait de débiter de l'air, la partie de la dépression due à l'influence de la cheminée, disparaîtrait subitement et il ne resterait que la partie due à la force centrifuge, tandis que dans l'autre ventilateur, la dépression totale continuerait à égaler la somme des dépressions correspondantes à la force centrifuge et à la cheminée.

Avant que les yeux des ingénieurs fussent ouverts sur les conséquences de cet emploi de deux ventilateurs à force centrifuge puisant leur air dans la même galerie, on a essayé cette disposition, avec l'espérance d'obtenir une ventilation plus énergique, mais on a été rapidement désillusionné par l'insuccès le plus complet.

Pour augmenter la dépression et, par suite, l'énergie de la ventilation produite par un appareil, en lui adjoignant un second appareil, il ne faut pas les mettre tous les deux en communication directe avec la galerie d'amenée de l'air, il faut les placer l'un après l'autre, c'est-à-dire de façon que le dernier rejette dans l'atmosphère l'air qu'il reçoit du premier et que celui-ci a puisé directement dans la galerie d'amenée. Chacun

d'eux produit ainsi une différence de tension entre son centre et sa circonférence et ces différences s'ajoutent pour produire la dépression totale ou différence des tensions dans la galerie d'amenée et dans l'atmosphère extérieure. On arriverait à ce résultat avec l'appareil de M. Guibal, en couchant le tuyau évasé du ventilateur qui prend l'air de la façon ordinaire dans la galerie d'amenée et en faisant déboucher ce conduit par sa grande section, dans l'ouïe du second ventilateur.

On pourrait évidemment, par extension du même principe, mettre ainsi en communication un nombre quelconque de ventilateurs successifs, pour obtenir une très grande dépression et une ventilation très énergique, mais nous ne pensons pas que l'on trouverait grand bénéfice à en employer un grand nombre. Si la dépression dans la galerie d'amenée devenait trop grande, l'air extérieur y pénétrerait en assez grande quantité à travers le sol et les maçonneries, à moins que celles-ci ne fussent construites avec un soin exceptionnel, car ces galeries sont toujours placées à une petite profondeur ; ces rentrées d'air augmenteraient le travail consommé par tous les appareils successifs. D'autre part, il serait difficile de disposer les conduits évasés de façon que l'air s'y épanouît uniformément depuis un ventilateur jusques dans l'ouïe du suivant, ce qui est, comme nous l'avons vu, une condition essentielle à la restitution de la force vive. Enfin, au-delà de certaines limites, la ventilation ne s'améliore plus que lentement à mesure que la dépression augmente ; ainsi par exemple, si une mine, sous une dépression de 200 millimètres d'eau, fournissait 30 mètres cubes d'air, elle n'en donnerait, sous une dépression de 400 millimètres, qu'un volume  $V$  que l'on trouverait par la proportion :

$$(30)^3 : V^3 = 200 : 400 = 1 : 2.$$

D'où

$$V = 42,4 \text{ mètres cubes,}$$

et nous négligeons encore dans ce calcul, l'influence des causes naturelles de ventilation qui entrent pour une fraction plus considérable dans la somme des causes qui produisent la ventilation de  $30^{\text{m}^3}$  que dans la somme de celles qui produisent la ventilation de  $42^{\text{m}^3},4$  ; de sorte que pour obtenir cette dernière, il faudrait dépasser, par l'action des ventilateurs, la dépression de 400 millimètres d'eau.



L'avenir de la ventilation nous paraît devoir se développer bien plus par l'élargissement de tous les conduits de l'air dans les travaux, que par l'accroissement indéfini de la dépression à la surface.

*Observations pratiques sur le ventilateur de M. Guibal.*

La disposition que M. Guibal donne habituellement à son ventilateur est représentée, avec détails, par les figures 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26. Le ventilateur proprement dit, ou la partie mobile de l'appareil, se compose d'un arbre en fer forgé A (fig. 19 et 20) qui, d'un côté, traverse une des parois en maçonnerie entre lesquelles tournent les ailes, par une ouverture G que l'on ferme ensuite avec plus de soin par une planchette ; cette extrémité de l'arbre porte une manivelle destinée à recevoir l'action de la machine motrice placée dans une chambre voisine. L'autre extrémité de l'arbre est portée par un palier reposant sur forte pièce de fonte C mise en travers dans l'ouïe, soutenue par un pilier en fonte D, en son milieu, et solidement boulonnée sur deux pierres de fondation dans les parois de cette ouïe. Sur cet arbre qui est la pièce importante du ventilateur et qui doit être très fort et tourné avec soin pour éviter les vibrations, on cale deux manchons en fonte B dont les bras sont isolés pour ne point obstruer l'ouïe. Jusqu'à 12<sup>m</sup> de diamètre du ventilateur, les manchons ne portent que 8 bras, au-delà on peut leur en donner dix. Les bras du ventilateur se font en fer laminé à section rectangulaire ayant des côtés qui sont à peu près dans le rapport de 1 à 10 ; ainsi, pour 7<sup>m</sup> de diamètre, les bras ont de 120 à 150<sup>mm</sup> sur 18<sup>mm</sup> ; pour 7<sup>m</sup> à 9<sup>m</sup> de diamètre, ils ont de 180 à 200<sup>mm</sup> sur 20<sup>mm</sup> ; pour 9<sup>m</sup> à 12<sup>m</sup> de diamètre, ils ont de 200 à 250<sup>mm</sup> sur 25<sup>mm</sup>. Il n'y aurait aucun inconvénient à les faire un peu plus forts pour y trouver plus de rigidité. Ces bras sont boulonnés les uns sur les autres et sur les bras du manchon, en 6 points différents *m*, *n*, *p*, *q*, *s*, *z*, comme l'indiquent les figures, ce qui constitue un excellent assemblage, et ils sont recourbés à une extrémité dans la direction du rayon. Les planches en bois formant les ailes sont fixées sur les bras par des cornières en fer

laminé que l'on boulonne d'un côté sur les bras et, de l'autre, sur les planches réunies d'autre part par des rainures et des languettes ; les bras partagent la longueur des planches en trois parties dont celle du milieu est double des autres.

La largeur des ailes est généralement comprise entre 1<sup>m</sup> et 3<sup>m</sup> suivant le volume probable d'air qui doit traverser l'appareil ; le plus grand nombre de ces ventilateurs n'ont que 1<sup>m</sup>,70 de largeur et ils paraissent assez larges pour débiter les plus grands volumes d'air que fournissent nos mines, sans que l'on soit obligé de donner à la lame fluide qui pénètre dans la cheminée une trop grande épaisseur dans le plan du mouvement du ventilateur, ce qui exposerait à des remous ; cette largeur est, du reste, sans action sur la dépression lorsque la cheminée évasée a des dimensions proportionnées au volume d'air qui doit la traverser.

L'enveloppe cylindrique en maçonnerie qui entoure le ventilateur n'existe que sur les trois quarts, environ, de sa circonférence extérieure, l'autre quart est formé par une vanne qui glisse dans deux rainures H en fonte, fixées sur les faces planes des murs verticaux entre lesquels l'appareil tourne. Cette vanne sert à régler l'ouverture de la cheminée suivant le volume d'air débité et constitue la quatrième face du conduit évasé, à son origine ; elle se manœuvre à l'aide d'une chaîne qui va passer sur une poulie de renvoi au sommet de la cheminée et qui redescend ensuite pour s'enrouler sur un treuil à portée du mécanicien. Comme cette vanne est souvent difficile à manœuvrer, on la remplacerait peut-être avantageusement par une cloison courbe en planches assemblées à rainures et languettes, et le règlement se ferait en ajoutant ou en retranchant une ou plusieurs planches à la cloison ; cette façon de régler l'ouverture d'entrée de la cheminée serait d'une application d'autant plus facile, qu'une fois établie pour le maximum d'effet utile du ventilateur sous une certaine vitesse, cette ouverture doit rester la même pour toutes les autres vitesses et les autres volumes d'air aspiré, tant que les résistances au mouvement de l'air dans la mine, ne sont pas notablement modifiées par un plus grand ou un plus faible développement des tra-

vaux ou par de nouveaux élargissements ou étranglements des conduits souterrains.

La voute qui recouvre le ventilateur et un côté de la cheminée sont soutenus par un fort sommier en fonte G placé au point d'intersection de l'enveloppe du ventilateur et de cette cheminée.

Nous donnons dans les figures 23, 24, 25, 26, le dessin détaillé des constructions qu'exige l'emploi de ce ventilateur.

La figure 23 est la coupe de la chemise du ventilateur par un plan perpendiculaire à l'arbre de ce ventilateur. L est une porte de service pour arriver commodément au pied de la vanne en retirant quelques planches du revêtement O du tuyau évasé, à sa partie inférieure.

La face M de la cheminée présente plusieurs voutes étagées, construites pour éviter la dépense d'une trop grande masse de maçonnerie de briques dans cette partie qui aurait eu une épaisseur considérable si elle avait été faite pleine. La voute cylindrique du ventilateur a 0<sup>m</sup>,36 d'épaisseur ou une brique et demie. En I (fig. 24) se trouve la chambre d'air devant l'ouïe ; c'est dans cette chambre que débouche la galerie qui met le ventilateur en communication avec le haut du puits d'aérage dont l'orifice supérieur est hermétiquement fermé. Un sas K avec deux portes dont on n'ouvre l'une qu'après avoir fermé l'autre, permet d'arriver dans la chambre d'air sans suspendre le mouvement du ventilateur, ou sans permettre l'entrée d'une grande quantité d'air extérieur qui amoindrirait momentanément la ventilation des travaux souterrains. K' est la chambre de la machine motrice qui est habituellement verticale et dont la bielle s'articule directement à la manivelle placée sur l'arbre du ventilateur. Les figures 25 et 26 donnent : la première une coupe des maçonneries par un plan vertical comprenant l'axe du ventilateur, la seconde une élévation latérale de l'ensemble des constructions vues du côté de la porte d'entrée de la chambre de la machine motrice.

Les figures 21 et 22 indiquent le mode de construction de la vanne ; elle se compose tout simplement de planches juxtaposées et réunies entr'elles par des bandes en fer feuillard

placées des deux côtés et fixées sur chacune de ces planches avec des vis à bois ; la flexibilité naturelle des lames de fer feuillard dispense de tout autre genre d'articulations. Cette vanne est manœuvrée par une double chaîne qui s'attache à deux forts pitons et qui vient se rattacher à une chaîne unique passant sur la poulie qui est fixée au sommet de la cheminée pour être ensuite renvoyée verticalement de haut en bas en dehors de cette cheminée. La simple inspection du dessin suffit pour comprendre tous les détails d'exécution.

L'appareil dont nous venons de donner la description est un de ceux qui ont été construits et qui ont subi l'épreuve de l'expérience. Il a 7<sup>m</sup> de diamètre extérieur, 1<sup>m</sup>,50 de largeur ; l'ouïe à 3<sup>m</sup> de diamètre et le rebord intérieur des ailes dépasse un peu la circonférence de cette ouïe vers le centre.

*Évasement de la cheminée.* D'après quelques renseignements assez vagues puisés dans les traités d'hydrodynamique, qui ne contiennent que peu de notions à ce sujet, M. Guibal a adopté pour règle d'évasement du conduit dans lequel s'opère l'utilisation de la force vive disponible dans la masse d'air qui abandonne le ventilateur, un angle d'environ 8° ; c'est-à-dire que la section de ce conduit augmente, dans le plan de mouvement du ventilateur, d'environ 0<sup>m</sup>,14 par mètre de longueur comptée sur l'axe de l'évasement courbe ; l'autre dimension de la section est constante et égale à la largeur du ventilateur. Cette loi d'agrandissement de la section a été considérée comme représentant, à peu près, la loi d'épanouissement naturel de la lame fluide, mais il est évident qu'elle n'est qu'approximative, car la loi d'épanouissement naturel d'une veine fluide ne peut être la même à toutes vitesses ; cependant les effets obtenus ont été assez satisfaisants pour faire penser qu'il y aurait peu de chose à gagner en modifiant ce mode de construction. Il est évident qu'il vaut mieux, dans la disposition de ce conduit, augmenter trop lentement sa section que l'augmenter trop rapidement, parce que, dans le premier cas, l'écoulement se fera toujours à plein tuyau, ce qui est la condition essentielle à la restitution de force vive, et l'on ne peut y trouver d'autre inconvénient qu'un peu plus de longueur du tuyau pour arriver à la grande

de section que l'on a assigné à sa partie supérieure, ce qui augmente un peu la résistance au mouvement, tandis que dans le second cas, l'écoulement ne se faisant plus à plein tuyau, il se produit des rentrées d'air extérieur par le sommet, et que ces courants rentrants sont la cause d'une consommation de force vive bien plus considérable que le frottement de l'air contre quelques mètres de parois que l'on aurait construits en trop ; de plus, l'air ne remplissant plus toute la section supérieure à sa sortie, dans ce dernier cas, possède plus de vitesse et de force vive qu'il n'en devrait posséder d'après la grandeur de cette section et l'on n'en tire pas toute l'utilité que l'on serait en droit d'en attendre au point de vue de la restitution de force vive.

Dans quelques cas où l'on a prolongé la cheminée au delà de la grande section et sous cette dernière section, pour conduire l'air au dehors du bâtiment dans lequel l'appareil avait été monté, on n'a pas trouvé que l'accroissement de résistance au mouvement de cet air, correspondant à l'accroissement de longueur du tuyau de conduite, eût une grande influence sur l'effet produit comparé aux effets obtenus dans d'autres ventilateurs dont la cheminée n'avait que le développement nécessaire à la restitution de force vive. L'attention du constructeur doit surtout se porter sur la façon dont se produit l'échappement par l'orifice supérieur, et quand il y constate des rentrées d'air extérieur, ou de trop grandes inégalités dans les vitesses de sortie par les différents points de la section de cet orifice, il doit s'efforcer de les faire disparaître soit par un prolongement du conduit sans nouvel agrandissement de sa section, soit par une modification dans sa direction, de manière à ramener le courant le plus rapide dans l'axe de la section.

M. Guibal prolonge généralement la cheminée de ses ventilateurs jusqu'à 7<sup>m</sup> à 9<sup>m</sup> au-dessus de l'axe de ces ventilateurs, suivant que la vitesse à leur circonférence est moins ou plus grande, et il donne à l'ouverture supérieure une section qui varie du triple au quadruple de la section présumée de la lame d'air qui s'engagera sous la vanne; du reste, il est toujours bon, quand le ventilateur est construit et quand il fonctionne dans

ses conditions normales, de faire quelques tâtonnements sur la meilleure forme et les meilleures dimensions à donner à l'ouverture de sortie de l'air, pour qu'elle satisfasse aux conditions que nous avons indiquées ci-dessus et qui sont assez souvent troublées par la continuation, dans la cheminée, du courant le plus rapide produit par l'extrémité des ailes le long de la paroi qui n'est que le prolongement de l'enveloppe cylindrique du ventilateur ; la vitesse de la partie interne de la lame qui s'engage sous la vanne est alors ralentie par des effets de contraction dont il sera question plus loin.

*Coefficient de contraction de la lame fluide à l'entrée du conduit évasé.*

Si la lame fluide qui s'engage sous la vanne avait la vitesse de l'extrémité des ailes dans toute son épaisseur, il est évident qu'il suffirait de donner à l'entrée du conduit une section telle que le produit de cette section par la vitesse des ailes sur la circonférence que décrivent leurs extrémités, fût égal au volume d'air que fournit la mine sous la dépression que produit le ventilateur ; mais il n'en est point ainsi, la section de l'orifice d'entrée doit être plus grande que celle qui résulterait de l'application de cette règle qui suppose le coefficient de contraction égal à l'unité.

Lorsque, dans un semblable ventilateur qui tourne avec une vitesse déterminée, la vanne n'est pas assez levée, ou, ce qui est la même chose, lorsque la section d'entrée de la cheminée n'est pas assez grande pour permettre le passage de tout le volume d'air que la dépression correspondante à la vitesse du ventilateur peut appeler de la mine, l'appareil ne débite que le volume qui peut passer par l'orifice avec la vitesse que les ailes possèdent à leur extrémité et qui constitue le maximum de vitesse que la lame fluide peut posséder à son passage par cet orifice. Cette réduction du volume qui peut traverser le ventilateur, produit une réduction correspondante dans le volume de fluide qui balaie les travaux souterrains, et, de cette diminution de la vitesse dans les travaux, résulte nécessairement une diminution dans les résistances au mouvement ; de sorte

quela dépression qui se produit dans la chambre d'air ou au centre du ventilateur, n'est plus réglée par la force centrifuge et la restitution de force vive, correspondantes à l'action de tout l'appareil de ventilation, mais par les résistances que rencontre à son mouvement dans les travaux, le volume d'air que débite effectivement le ventilateur. Dans un appareil qui fonctionnerait de cette façon, la dépression accusée par un manomètre placé sur la chambre d'air, serait donc moindre que celle qu'il indiquerait si l'on soulevait davantage la vanne pour que le ventilateur pût débiter plus d'air sous la même vitesse de rotation. Tant que l'on constatera un accroissement de la dépression dans la chambre d'air, en soulevant progressivement la vanne, ce sera un signe évident que le ventilateur débite plus d'air et que les résistances au mouvement de cet air dans les travaux, augmentent, et l'on reconnaîtra que ce ventilateur débite tout l'air que peut fournir la mine sous la dépression qu'il est capable de produire à la vitesse qu'on lui a imprimée, lorsqu'un nouvel agrandissement de l'ouverture d'entrée dans la cheminée, n'amènera plus une augmentation de dépression. Il y a donc une ouverture de vanne pour laquelle la dépression totale que le ventilateur est susceptible de produire, aidée de la dépression équivalente aux causes naturelles de ventilation, font exactement équilibre aux résistances que l'air rencontre à son mouvement dans tout le développement des travaux souterrains, et lorsque l'ouverture est plus petite que celle qui fournit ce maximum d'effet utile, la dépression, ainsi que la quantité d'air qui balaie les travaux, diminuent et deviennent d'autant plus faibles que l'ouverture d'entrée de la cheminée devient plus étroite. Lorsque la vanne est soulevée au-dessus de la position correspondante au maximum d'effet utile, on ne constate pas que la dépression et le volume d'air aspiré en soient notablement affectés, pourvu que cet agrandissement inutile d'ouverture ne dépasse pas certaines limites, car lorsque le rebord inférieur de cette vanne s'élève jusques dans le voisinage du sommet, on remarque le plus souvent une diminution marquée dans la dépression et dans le volume d'air aspiré, et une diminution du coefficient d'effet utile de la machine motrice, ce qui fait présumer qu'il se produit alors des remous et des courants

rentrants à l'entrée de la cheminée ; mais ces courants rentrants s'alimentent de l'air même de la mine pris sur le courant sortant, et non de l'air atmosphérique extérieur comme dans les ventilateurs non enveloppés.

En comparant l'ouverture d'entrée de la cheminée qui fournit le maximum de dépression et que l'on détermine, comme nous venons de le dire, en soulevant progressivement la vanne, à l'ouverture théorique qui donnerait passage à la même quantité d'air animé de la vitesse qui existe à l'extrémité des ailes, on obtiendra le coefficient de contraction ou plutôt le coefficient de rendement de ce genre d'ouverture et de cette espèce de cause d'écoulement.

Voici quelques expériences qui ont servi à déterminer ce coefficient qui s'obtient en divisant l'ouverture théorique de la cheminée pour le passage d'un certain volume d'air mesuré avec l'anémomètre de Biram ou de M. Combes et souvent avec les deux simultanément, par l'ouverture qu'il est nécessaire de donner effectivement à l'entrée de cette cheminée pour qu'elle laisse passer ce même volume d'air correspondant au maximum de dépression des divers appareils soumis à l'expérience.

NOMS DES CHARBONNAGES où les ventilateurs sont établis.	Largeur de la cheminée, ou côté constant de la section par laquelle s'engage la lame d'air.	Section de l'ouverture réglée. En mètre carré.	Vitesse tangentielle à la circonférence du ventilateur. En mètre.	Volume d'air débité. En mètres cubes.	Rapport de la section théorique de la lame d'air à la section pratique qui a fourni le maximum de dépression.
Ventilateur du charbonnage de Piéton. . . . .	1 <sup>m</sup> ,70	0,935	22,06	11,640	0,54
Ventilateur de Crachet Pic- query . . . . .	1,70	1,088	24,00	14,09	0,54
Ventilateur de Stiring . . .	1,70	1,103	33,09	19,566	0,53
Ventilateur du Gouffre . . .	1,70	1,445	30,88	25,650	0,57
Ventilateur de Nœux. . . .	1,70	1,190	29,41	18,670	0,557
Ventilateur du Grand Buis- son. . . . .	1,70	0,680	27,13	8,648	0,47
Ventilateur de Pelton (comté de Durham)	3,00	2,550	30,16	47,913	0,62
Coefficient moyen 0,546.					



D'autres expériences ont fourni des résultats à peu près semblables et il est inutile d'en rapporter un plus grand nombre.

Dans ses prévisions ordinaires, M. Guibal compte habituellement sur un coefficient égal à 0,50 qui est un peu plus faible que ce coefficient moyen, mais il n'en peut résulter aucun inconvénient puisqu'un petit excédant d'ouverture sur ce qui est strictement nécessaire, ne nuit pas, comme nous l'avons dit, à la dépression ni au volume d'air aspiré. Ainsi, quand on se sera assuré par quelques observations préliminaires sur le volume d'air que fournit une mine sous deux dépressions différentes, qu'un ventilateur de 8<sup>m</sup> de diamètre et de 2<sup>m</sup> de largeur tirera d'une mine à peu près 30 mètres cubes d'air lorsqu'il fera 60 tours par minute, on pourra déterminer les dimensions de l'ouverture de passage sous la vanne, qui livrera passage à tout ce volume d'air en produisant le maximum de dépression, à l'aide du calcul suivant :

$$\text{Vitesse du ventilateur à sa circonférence } \frac{2\pi R. 60'}{60''} = 25^m,132$$

$$\text{Section } s \text{ de l'ouverture d'entrée, } s \times 25,132 = 30^m; ; \\ \text{d'où } s = 1^m,19.$$

C'est la section théorique; la section pratique sera double ou.  $2^m, 38$ .

L'ouverture d'entrée aura donc, en désignant par  $l$  le côté situé dans le plan de mouvement du ventilateur.

$$2^m. l = 2^m,38; \text{ d'où } l = 1^m,19.$$

Il est extrêmement probable qu'en soulevant la vanne de ce ventilateur jusqu'à ce que son rebord inférieur se trouve à une distance de 1<sup>m</sup>,19 de la paroi de la cheminée qui forme la continuation de l'enveloppe, on obtiendra de l'appareil le maximum de dépression et le maximum de ventilation que l'on a estimé de 30 mètres cubes par seconde.

En admettant que le rapport de la petite ouverture théorique de la cheminée, à la grande, ou à l'ouverture de sortie, sera de  $\frac{1}{4}$ , cette dernière ouverture aura 2<sup>m</sup> sur 2<sup>m</sup>,38, et le tuyau devra être assez développé pour que l'air sorte à gueulée par l'ouverture supérieure.

Ce faible coefficient de contraction comparativement à celui qui est relatif aux circonstances ordinaires de l'écoulement des fluides par des orifices percés dans les parois des réservoirs, est dû, très probablement, à ce que l'air est abandonné par les ailes avant d'arriver sous la vanne, ces ailes s'écartant de l'enveloppe avant de passer devant cette vanne. Il en doit résulter un commencement d'augmentation d'épaisseur de la lame d'air quise dégage du ventilateur, avant qu'elle traverse l'orifice de passage sous la vanne et, en même temps, une diminution de sa vitesse, c'est-à-dire un commencement de restitution de la force vive.

*Règlement de la vanne.* Nous venons de voir que dans le ventilateur avec cheminée évasée, la vanne doit être soulevée jusqu'au point où l'on obtient le maximum de dépression sous un nombre de tours déterminé et, par suite, le maximum de ventilation sous ce nombre de tours. Lorsque l'état de la mine ne change pas, c'est-à-dire tant qu'elle présente les mêmes résistances au mouvement de l'air, le règlement de la vanne fait pour une certaine vitesse du ventilateur et pour un certain volume d'air aspiré, reste le même pour toutes les vitesses de l'appareil et pour tous les volumes d'air qu'il peut appeler de la mine, au moins si l'on néglige l'influence des causes naturelles de ventilation qui n'entrent pas pour une part toujours proportionnelle à celle du ventilateur, dans les résultats que l'on obtient des deux actions réunies, mais qui ne peuvent entrer que pour une part de plus en plus petite dans ces résultats, à mesure que l'action de l'appareil mécanique devient plus énergique. Il résulte de cette dernière considération que si la dépression naturelle non accusée par le manomètre est proportionnellement plus faible dans les grandes dépressions produites par le ventilateur que dans les petites, le volume d'air aspiré sous les grandes dépressions, sera plus petit qu'il ne serait si ce ventilateur était la cause unique de la ventilation dans tous les cas, et que, si le règlement d'une vanne convient à une petite dépression l'ouverture ne pêchera que par excès sous une dépression plus grande, ce qui n'a pas d'inconvénient sensible, comme nous l'avons vu; mais il faut,

pour qu'il en soit ainsi, que le règlement convienne à toutes les vitesses du ventilateur considéré comme cause unique du mouvement et nous allons prouver qu'il doit alors rester effectivement le même :

Eneffet : les racines carrées des dépressions sont proportionnelles aux nombres de tours ou aux vitesses du ventilateur à sa circonférence, et les volumes d'air aspiré ou les vitesses de l'air dans les travaux, sont aussi proportionnels aux racines carrées de ces dépressions, donc les vitesses tangentielles du ventilateur sont proportionnelles aux volumes d'air aspiré de la mine ; de sorte que les volumes d'air appelés du fond des travaux et qui passent sous la vanne étant constamment proportionnels aux vitesses tangentielles de l'extrémité des ailes, ou aux vitesses avec lesquelles ils s'introduisent par l'ouverture de la cheminée, c'est toujours la même ouverture qui conviendra à leur introduction dans ce conduit pour toutes les vitesses du ventilateur.

Si le tempérament de la mine changeait par diminution des résistances au mouvement de l'air, il faudrait soulever davantage la vanne, et s'il changeait par accroissement de ces résistances, il faudrait la baisser, parce que, dans le premier cas, il passerait sous cette vanne plus d'air et, dans le second, moins qu'auparavant, pour la même vitesse du ventilateur et pour la même dépression.

*Dépressions pratiques obtenues.* Nous avons vu dans la première partie de ce chapitre, que la dépression  $h$  due à la force centrifuge développée par la rotation de ce ventilateur, était

$$h = 0.00056. p. N^2 (R^2 - r^2) \quad (Y)$$

et que la dépression  $h_1$  due à l'action du conduit évasé dans lequel on utilise la force vive de l'air abandonné par les ailes, était

$$h_1 = 0.00056. p. N^2 \left\{ R^2 \left( 1 - \frac{s^2}{S^2} \right) \right\}. \quad (X)$$

La dépression totale correspondante à l'action de l'appareil tout entier, devenait alors égale à la somme de ces dépressions partielles, ou

$$h + h_1 = 0.00056. p. N^2 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{s^2}{S^2} \right) - r^2 \right]. \quad (K)$$

Il a fallu consulter l'expérience pour connaître le rapport qui existait habituellement entre cette dépression théorique calculée a priori, et la dépression que l'on obtenait effectivement dans l'application. Ces expériences ont été faites sur un grand nombre d'appareils fonctionnant sur des mines différentes, ayant des diamètres différents et tournant plus ou moins rapidement. Nous allons insérer dans un même tableau les résultats obtenus dans un nombre d'observations, suffisant pour en tirer des conséquences pratiques applicables avec sécurité.

CHARBONNAGES OU LES VENTILATEURS SONT PLACÉS.	Dépressions théoriques et pratiques après règlement de la vanne, $s$ et $S$ étant les sections réelles des ouvertures d'entrée et de sortie de l'air.						
	Nombre de tours par minute.	Rayon extérieur $R$ .	Rayon intérieur $r$ .	Dépression totale obser- vée dans la chambre d'air, en $m^2$ d'eau.	Dépression théo- rique calculée par la formule $K$ , en $m^2$ d'eau.	Rapport de la dé- pression observée à la dépression théorique.	Volume d'air dé- bité par le ventilateur.
Fosse N° 3 du Grand- Buisson. $\frac{s}{S} = \frac{1}{3}$ environ, largeur $1^m,70$ .	74	3,50	1,50	63	75	0,840	8 <sup>m</sup> 3,648
	114,50	»	»	153	178,50	0,869	13,200
Ventilateur de Forchies. $\frac{s}{S} = \frac{1}{3,5}$	80	3,00	1,50	52	61	0,852	17,032
	108 à 109	»	»	92	111,27	0,827	21,036
Ventilateur de Crachet- Picquery. $\frac{s}{S} = \frac{1}{2,32}$ , largeur $1^m,70$ .	82	3,50	1,50	82	84,40	0,971	13,912
	100	»	»	120	127	0,944	21,056
Ventilateur de Crachet- Picquery dans d'autres expériences faites à une autre époque. $\frac{s}{S} = \frac{1}{3,28}$	38,50	»	»	17	19,86	0,855	8,630
	62	»	»	41	51,50	0,800	14,100
	89	»	»	85	106,14	0,800	23,750
Ventilateur du Grand Buisson, le même que ci- dessus, avec une trappe ouverte pour admettre l'air atmosphérique en même temps que l'air de la mine. $\frac{s}{S} = \frac{1}{3}$ , largeur $1^m,70$ .	74	3,50	1,50	63	72,83	0,864	24,40
	99	»	»	114	130,47	0,874	32,43

Ventilateur de Pelton, Comté de Durham. 3 <sup>m</sup> de largeur. $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{3}$ , chiffre présumé.	34	4,50	1,50	56,5	66,69	0,847	31,275
Ventilateur de Trieu - Kaisin. $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{3}$ , chiffre présumé, largeur 3 <sup>m</sup> .	47 69 70	6 <sup>m</sup> ,00 » »	1,50 » »	81 160 160	92,313 198,96 204,72	0,877 0,804 0,782	De 69 à 71 tours les touril- lons de l'arbre moteur se sont décharrés et le volume n'a pas été déterminé bien accu- rément. (de 40-34 à 44-04.)
Ventilateur des char- bonnages réunis à Char- leroi. $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{2,9}$ , largeur 1 <sup>m</sup> ,70.	45 56 68	4,50 » »	1,50 » »	33 48 74	45,7 70,8 104,5	0,660 0,680 0,712	» » »
Ventilateur de la fosse Sainte-Hortense à Pâtu- rages. $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{2}$ , largeur 1 <sup>m</sup> ,50.	107,00	2,00	1,00	35	43,5	0,805	»
Ventilateur de Stiring, largeur 1 <sup>m</sup> ,75. $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{2,10}$	45 60 90	3,50 » »	1,50 » »	26 40 85	26,7 47,5 106,9	0,970 0,840 0,800	» » »
Ventilateur du Grand- Mambourg, largeur 2 <sup>m</sup> . $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{4,17}$	34 45 55 60	4,50 » » »	2,00 » » »	21 34 49 57	25,4 44,5 66,5 79,2	0,830 0,770 0,740 0,720	» » » »
Ventilateur du Boubier, largeur 1,70. $\frac{s}{\bar{s}} = \frac{1}{2,62}$	30 50 60 70	3,50 » » »	1,50 » » »	9,5 25,0 36,0 47,0	11,5 32,0 46,1 62,7	0,820 0,781 0,790 0,750	» » » »

La valeur moyenne de tous ces rapports de la dépression réalisée pratiquement à la dépression théorique calculée par la formule K,

est de 0,822.

Le poids  $p$  du mètre cube d'air sortant de la mine, à la température moyenne des travaux dans notre pays, saturé de vapeur d'eau ou à peu près, souvent chargé d'hydrogène carboné ou grisou, et d'une quantité relativement faible, d'acide carbonique, a été supposé égal à 1<sup>kil</sup>,135 dans l'évaluation des dépressions théoriques ; et comme il ne peut être question

d'exactitude mathématique dans les problèmes de cette nature, ou pourra adopter le même chiffre dans toutes les applications que l'on fera de la formule K.

En introduisant, dans cette formule, le rapport moyen que nous venons de déterminer, on trouve pour dépression pratique totale due à l'action d'un semblable ventilateur :

$$h + h_2 = 0,00056. \text{ 1kil,135. } N^2 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{s^2}{S^2} \right) - r^2 \right] 0,822$$

$$\text{d'où } h + h_2 = 0,000523. N^2 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{s^2}{S^2} \right) - r^2 \right]. \quad (M)$$

Cette formule appliquée à un très grand nombre de ventilateurs construits par M. Guibal, a toujours fourni, depuis les plus faibles dépressions jusqu'aux plus considérables, des résultats qui ne différaient de ceux que l'on constatait directement, que de quelques millimètres d'eau, tantôt en plus tantôt en moins, et l'on peut affirmer que, dans la mécanique appliquée, peu de formules s'accordent aussi invariablement avec les résultats pratiques.

Quant à la différence moyenne de 17 à 18 pour cent qui existe entre la dépression théorique et la dépression pratique, il peut être intéressant de connaître si elle est due à une perte sur la dépression centrifuge, ou sur la dépression produite par l'action de la cheminée, ou sur les deux dépressions simultanément.

Nous avons quelques motifs de penser que la perte de dépression porte toute entière sur la dépression correspondante à l'action de la cheminée, et les voici :

Nous avons vu, dans les expériences faites sur le ventilateur à force centrifuge de M. Lambert, avec quelle précision presque mathématique les dépressions théorique et pratique s'accordaient à différentes vitesses, et nous ne voyons aucune raison pour que les dépressions centrifuges, dans le ventilateur de M. Guibal qui porte une enveloppe fixe au lieu d'une enveloppe mobile, ne se produisent pas avec la même énergie que dans ce premier ventilateur, puisqu'il n'offre pas plus de rentrées d'air extérieur et que l'air emporté dans le mouvement de rotation cesse de se mouvoir du centre à la circonférence avant d'arriver devant l'entrée de la cheminée par laquelle il s'écoule.

D'autre part, quelques expériences directes que nous allons rapporter viennent encore à l'appui de cette opinion ; elles ont été faites sur les ventilateurs des charbonnages de Forchies et de Crachet-Picquery.

*Expérience de Forchies.*

Nombre de tours du ventila- teur par minute.	Dépression théorique due à la force centri- fuge, calculée. A.	Dépression obser- vée à la circonfé- rence du ventila- teur en un point peu distant de l'entrée de la cheminée. B.	Somme des dépres- sions A et B.	Dépression pratique totale du ventilateur dans la chambre d'air.
80	27,456 m/m d'eau.	21 m/m d'eau.	48 m/m, 456	50 m/m

On voit qu'en ajoutant à la dépression centrifuge intégrale, la dépression observée sur le pourtour de l'enveloppe en un point où le mouvement de l'air, du centre à la circonférence du ventilateur, avait cessé et où l'action de la force centrifuge devait être entière, on a obtenu la dépression totale produite par ce ventilateur. La dépression centrifuge s'y développait donc intégralement.

*Expérience de Crachet-Picquery.*

Nombre de tours du ven- tilateur par minute.	Dépression théorique due à la force centri- fuge, calculée. A.	Dépression obser- vée au bas de la cheminée, à 1 <sup>m</sup> ,20 au dessus du bas de la vanne quand elle est baissée. B.	Somme des dépres- sions A et B.	Dépression pratique totale dans la chambre d'air.
82	42,76 m/m d'eau.	de 20 à 30 m/m d'eau.	62,76 à 72,76	80 m/m

Dans cette expérience, il faut observer que la dépression dans la cheminée a été observée à une distance assez considérable du point où la lame d'air abandonnait l'extrémité des ailes et que, depuis ce dernier point jusqu'à la position qu'occupait

le manomètre, cette lame d'air avait déjà perdu une partie de sa vitesse, avait augmenté d'épaisseur et s'était dépouillée d'une partie de sa force vive. La dépression accusée par le manomètre ne pouvait donc représenter qu'une partie de celle que produisait le tuyau évasé, à son origine, et c'est pour cela que la somme de la dépression centrifuge et de la dépression manométrique est inférieure à la dépression effective dans la chambre d'air. On a constaté du reste, par expérience, que la dépression dans la cheminée diminue à mesure que l'on se rapproche de l'orifice de sortie où elle se réduit à zéro ou se transforme en une légère pression, ce qui est la conséquence naturelle du phénomène que cette cheminée est destinée à réaliser.

En général, les dépressions mesurées à l'aide d'un manomètre, sur ces cheminées, varient en un même point suivant que l'on enfonce plus ou moins le tube du manomètre dans leur vide intérieur, ce qui prouve que l'air ne s'y meut pas avec la même vitesse dans toute l'étendue d'une même section et que les indications manométriques sont influencées par les variations de direction et de vitesse des courants qui passent devant l'ouverture de l'instrument, en vertu de la loi connue de Bernouilli : on ne peut donc se servir de ces indications, comme base de raisonnement, qu'avec beaucoup de circonspection.

En admettant, ce que nous considérons comme très probable, que la perte de dépression porte toute entière sur la partie correspondante à l'action de la cheminée, on peut trouver de la manière suivante l'expression générale de la fraction de dépression théorique que réalise moyennement cette partie fixe de l'appareil ventilateur. Soit  $n$  cette fraction.

$$\text{On aura } h + n h_2 = 0,822 (h + h_2) = 0,822 h + 0,822 h_2 ;$$

$$\text{d'où } n = \frac{0,822 \cdot h_2 - 0,178 h}{h_2} = 0,822 - 0,178 \frac{h}{h_2} .$$

En remplaçant  $h$  et  $h_2$  par leurs valeurs particulières (Y) et (X), on trouve :

$$n = 0,822 - 0,178 \frac{R^2 - r^2}{R^2 \left( 1 - \frac{s^2}{S^2} \right)} .$$



Supposons, par exemple, qu'un ventilateur de 7<sup>m</sup> de diamètre extérieur 2 R et de 3<sup>m</sup> de diamètre intérieur 2 r, fonctionnant dans ses conditions normales de vitesse, débite et pousse dans la cheminée, une lame d'air qui, animée de la vitesse de l'extrémité des ailes, aurait 0<sup>m</sup>,40 d'épaisseur, ce qui suppose une ouverture de vanne de 0<sup>m</sup>80 ; on pourra admettre, relativement à la restitution de force vive, que cette ouverture n'a, en réalité que 0<sup>m</sup>,40, parce que l'air possède effectivement la vitesse de l'extrémité des ailes à l'instant où il les abandonne et que la lame a déjà subi une notable augmentation d'épaisseur et restitué de la force vive à l'instant où elle traverse l'orifice réel. Supposons encore que la section supérieure de la cheminée ait quatre fois la section théorique inférieure correspondante à la vitesse tangentielle des ailes, ce qui porte à 1<sup>m</sup>,60 le côté de l'orifice supérieur parallèle au plan du mouvement du ventilateur. L'air sortant à gueule-bèe par ce dernier orifice ne possèdera plus que le quart de la vitesse effective qu'il possédait en abandonnant les ailes et le seizième de la force vive qu'il avait emmagasinée ; de sorte qu'il en aura restitué les  $\frac{15}{16}$ , ce qui est largement suffisant dans la pratique.

On aura donc, pour déterminer la valeur de  $n$  :

$$\frac{s}{S} = \frac{1}{4} ; \frac{s^2}{S^2} = \frac{1}{16} ; R = 3^m,50 ; r = 1^m,50.$$

et la formule donnera

$$n = 0,822 - 0,178 \frac{12,25 - 2,25}{12,25 \left(1 - \frac{1}{16}\right)} = 0,667.$$

La cheminée n'utiliserait donc, moyennement, que 66,7 p. c. du travail que l'air avait d'abord inutilement reçu des ailes, ou ne produirait que 0,667 p. c. de la dépression qu'elle devrait produire théoriquement.

La perte de 33,3 p.c. serait due aux frottements de l'air contre les parois de la cheminée, aux frottements et aux remous qui peuvent se produire par suite des différences de vitesse des courants qui traversent une même section et aux pertes occa-

sionnées, comme nous l'avons démontré précédemment, par les différences de vitesses des courants qui traversent l'orifice de sortie. C'est en s'efforçant, par une bonne disposition du conduit évasé, de rendre la vitesse du courant qui traverse la cheminée, aussi uniforme que possible dans chacune des sections normales de cette cheminée, que l'on pourra atténuer dans une certaine mesure, cette perte moyenne de 33,3p.c. qui est déjà fort amoindrie dans certains appareils, comme on peut le voir par le tableau général que nous avons exposé ci-dessus.

*Coefficients d'effet utile de ces ventilateurs.* Dans les expériences, en nombre considérable, qui ont été faites sur différents ventilateurs du système de M. Guibal, les expérimentateurs n'ont jamais employé le frein dynamométrique pour mesurer le travail effectivement transmis à l'appareil de ventilation ; de sorte que l'on ignore, au moins dans une certaine mesure, comment se partage, entre la machine motrice et l'appareil de ventilation, la perte inévitable de travail moteur occasionnée par les résistances passives de toute nature. Le travail moteur a toujours été déterminé à l'aide de l'indicateur ou manomètre de Mac-Naught. Quant au coefficient d'effet utile, il a été évalué en divisant le travail correspondant au volume d'air extrait de la mine et à la dépression dans la chambre d'air, par le travail moteur mesuré avec l'indicateur.

Dans ces conditions, le coefficient de perte comprend à la fois toutes les pertes inhérentes aux frottements, aux vibrations, aux résistances de l'appareil de distribution de la machine motrice, et toutes les pertes inhérentes aux frottements de l'air, aux remous, aux vibrations de l'appareil ventilateur qui ne présente, du reste, aucun autre frottement de corps solides glissant les uns sur les autres, que celui de son arbre principal qui lui est commun avec la machine motrice.

Ce n'est, évidemment, qu'à l'aide d'expériences très multipliées sur des ventilateurs de diverses grandeurs fonctionnant dans des conditions très différentes, qu'il est possible de se rendre compte des effets probables que l'on peut tirer de ces appareils et de la force motrice qu'ils exigent pour produire ces effets : c'est pourquoi nous allons citer un grand nombre

de ces expériences faites avec tous les soins qu'elles comportent et par des ingénieurs qui avaient acquis par un long usage, l'habitude de se servir de l'anémomètre de Biram et de M. Combes et de l'indicateur de Mac-Naught.

Nous commencerons par une série de 47 expériences faites en 1865 par MM. Gille et Franeau, ingénieurs de l'État, sur le ventilateur du puits S<sup>te</sup>. Placide au charbonnage de Crachet et Picquery. Ce ventilateur a 7<sup>m</sup> de diamètre extérieur, 3<sup>m</sup> de diamètre intérieur, 1<sup>m</sup>,70 de largeur et il a été étudié dans tous les états successifs par lesquels il a passé pendant sa période de construction, c'est-à-dire avant que l'on eût placé les ailes, après leur mise en place, avant la construction de l'enveloppe, après cette construction, avant et après la construction de la cheminée, puis avant et après la pose de la vanne. Tous les résultats obtenus dans ces divers états du ventilateur, sont consignés dans le tableau suivant, non par ordre de dates des expériences, mais en se conformant à la série des travaux successifs qui ont été faits pour compléter l'appareil.

Etat du ventilateur. Dates des expériences. N <sup>o</sup> des expériences.	Nombre de tours du ventilateur.	Travail effectif transmis au piston moteur, en chevaux.	Volume d'air aspiré par seconde, en m <sup>3</sup> .	Dépression près de l'ouïe, en m <sup>3</sup> /m d'eau.	Travail utilisé en air extrait, en chevaux.	Rapport du travail utilisé au travail dépensé.	Observations.
Expériences du 3 mai 1865. N <sup>o</sup> 3.	18,75	1,40					Ces expériences ont pour but de déterminer les résistances de la machine motrice, y compris le frot- tement de l'axe du ventilateur.
Le ventilateur est dégarni de ses pa- lettes et l'enveloppe n'est pas encore construite.	30,50	2,80					
	50,30	9,01					
	75,00	24,80					
Expériences du 25 mai 1865. N <sup>o</sup> 4.	19,25	2,37					Diagrammes re- levés au bas du cylindre.
L'enveloppe sans vanne est construi- te, mais le ventila- teur est encore dé- garni de ses palettes.	30,00	3,52					
	48,50	6,80					Diagrammes re- levés à la partie supérieure du cy- lindre
	87,50	20,46					
	87,00	27,00					
	19,75	2,26					
	51,00	9,86					
	84,50	24,80					

Expériences du 20 avril 1863. N° 1.	16,00	1,30		3,5			Ces deux séries d'expériences avaient pour but de faire connaître le maximum de dépression que peut produire à différentes vites- ses, le ventilateur avec ou sans son enveloppe, ainsi que le travail ab- sorbé par le mou- vement de l'air dans l'appareil et par les remous.
Le ventilateur	20,00	1,87		5,0			
est muni de ses	29,50	4,26		8,0			
palettes, mais l'en	40,00	6,50		12,5			
veloppe n'est pas	49,50	10,24		17,5			
encore construite.	60,00	18,31		26,5			
Il n'agit pas sur	67,00	25,06		36,0			Ces expériences ont eu pour but de faire connaître le volume d'air appelé par le ven- tilateur et le tra- vail correspon- dant pour en dé- duire le coefficient d'effet utile.
l'air de la mine,	72,00	31,06		41,0			
l'ouïe étant fermée.							
Expériences du 28 mai 1863. N° 5.	39,00	5,36		11,0			
Le ventilateur est	43,00	8,00		18,0			
muni de ses palettes	72,00	21,34		43,25			
et de son enveloppe,	82,00	33,00		54,0			
mais sans vanne.	90,00	38,38		65,0			
Il n'agit pas sur							Même but que ci-dessus, mais dans la dernière expérience à 93 tours, on a ouvert une trappe de 0 <sup>m</sup> 45 de côté pour donner accès à l'air extérieur.
l'air de la mine.							
Expériences du 30 avril 1863. N° 2.			m <sup>3</sup>				
Le ventilateur est	30,50	4,80	6,662	8,5	0,75	0,16	
muni de ses palet- tes ; l'enveloppe	38,50	8,53		15,0			
n'est pas construite	53,00	17,22	9,534	24,0	3,08	0,18	
et il peut recevoir, par l'ouïe, l'air de la mine.	63,00	26,34		33,0			
	72,00	37,88		43,0			Expériences ayant pour but de faire connaître l'influence de la cheminée sur la dépression et sur le travail L'indicateur s'est brisé à 84 tours.
	76,50	44,24	14,646	49,0	9,57	0,22	
Expériences du 28 mai 1863. N° 6.	43,00	11,77	m <sup>3</sup>				
Le ventilateur est	57,00	19,40	5,690	14,5	1,10	0,09	
muni de ses palettes	70,00	28,68	8,774	28,0	3,27	0,17	
et de son enveloppe,	93,50	59,22	12,272	39,0	6,37	0,31	
et reçoit l'air de la mine ; la cheminée n'est pas construite.	93,00	64,41	18,017	71,5	17,17	0,29	
			20,812	71,5	19,80	0,31	
Expériences du 30 juillet 1863. N° 7.			m <sup>3</sup>				Expériences ayant pour but de faire connaître l'influence de la cheminée sur la dépression et sur le travail L'indicateur s'est brisé à 84 tours.
Le ventilateur avec enveloppe et chemi- née, sans vanne ; il aspire l'air de la mine.	41,00	7,45	8,629	17,0	1,95	0,26	
	61,00	17,94	14,090	40,0	7,50	0,42	
Dans les deux dernières expé- riences, on a donné ac- cès à l'air extérieur par une trappe de 0 <sup>m</sup> 45 de côté, sans interrompre la com- munication avec la mine.	88,00	47,00	23,751	84,5	26,70	0,57	
	84,00	»	29,463	79,0	31,02	»	
	101,00	»	»	114,0	»	»	

Expériences du 31 juillet. N° 8.  Le ventilateur est complet avec sa vanne baissée jus- qu'à 0 <sup>m</sup> 15 à 0 <sup>m</sup> 16 d'ouverture.	68,00	18,66	»	32,0	»	»	Expérience pour le règlement de la vanne.
Expériences du 31 juillet. N° 9. Ventilateur com- plet; vanne levée jusqu'au maximum de dépression. Ou- verture normale à l'enveloppe, 0 <sup>m</sup> 64.	68,00	20,10	»	49,0	»	»	Id.
Même jour. N° 10. Ventilateur com- plet; Vanne levée jusqu'au sommier.	68,00	21,38	»	49,0	»	»	Id.
Même jour. N° 11.  Ventilateur com- plet; Vanne levée jusqu'à l'ouverture de 0 <sup>m</sup> 64 qui donne le maximum de dé- pression.	38,00 62,00 89,00	5,01 15,94 43,64	<sup>m<sup>3</sup></sup> 8,629 14,000 23,751	17,0 41,0 85,0	1,93 7,70 26,90	0,38 0,48 0,61	Ces expériences fournissent la me- sure des effets de l'appareil complet avec vanne réglée.

Ce même ventilateur a été étudié à une autre époque postérieure, avec sa vanne levée jusqu'au sommier et en ouvrant une large communication directe entre la chambre d'air et l'atmosphère extérieure, sans supprimer la communication avec la mine. A la vitesse de 87 tours par minute, il a débité 83 mètres cubes d'air par seconde sous une dépression de 51 millimètres d'eau, ce qui représente un effet utile de 56,44 chevaux-vapeur. Le travail de la vapeur dans le cylindre n'a pas été mesuré.

Dans ce cas, la dépression de 51<sup>mm</sup> d'eau a été beaucoup plus faible que celle qui correspond au nombre de tours de l'appareil, probablement parce que, sous la vitesse tangentielle du ventilateur, la cheminée ne pouvait débiter que ces 83 mètres cubes d'air et que la dépression de 51<sup>mm</sup> d'eau suffisait pour les appeler dans ce ventilateur. Nous avons vu, à propos du règlement de la vanne, que c'est alors le volume d'air débité qui règle la dépression.

En examinant attentivement tous les chiffres contenus dans le tableau précédent, on reconnaît facilement que plusieurs d'entr'eux semblent présenter de légères anomalies ; mais si l'on veut bien tenir compte : 1° de la difficulté que l'on rencontre à reproduire les mêmes vitesses dans des conditions de marche différentes, et même à conserver longtemps la même vitesse dans les mêmes conditions de fonctionnement ; 2° des erreurs inhérentes, aux appareils employés pour mesurer le travail de la vapeur et les volumes d'air débités, appareils qui, ne fournissent presque jamais des résultats identiques dans des expériences successives qui semblent faites dans les mêmes conditions ; de plus, si l'on veut encore tenir compte de ce fait que le travail utilisé dans une machine à vapeur, peut varier, à quelques jours d'intervalle, suivant que les tourillons sont graissés avec plus ou moins de soin, suivant que l'on a plus ou moins serré certains boulons qui maintiennent les tourillons dans leurs coussinets, etc ; enfin si l'on veut bien ne prendre en considération que l'ensemble des résultats d'expériences et négliger les petites erreurs en plus ou en moins des effets réels, qu'il est impossible de déterminer avec une rigueur mathématique, à cause des imperfections des instruments appliqués à leur mesure, on reconnaîtra :

1°. Par les expériences n° 3 : que les résistances passives de la machine ont augmenté très rapidement, avec sa vitesse ; tantôt un peu plus rapidement tantôt un peu, moins vite que le carré de la vitesse ou du nombre de tours. La loi d'accroissement était fort incertaine et, comme la machine était entièrement neuve, rien ne prouve qu'elle eût été la même après quelque temps de service. Le même résultat a été constaté par des expériences du même genre, faites sur un autre appareil construit par un autre mécanicien. Dans les deux cas, les machines marchaient pour la première fois.

2°. Par les expériences n° 3 et 4, que, jusqu'à une certaine vitesse, les résistances passives de l'appareil sans palettes sont plus grandes avec l'enveloppe que sans cet appendice ; puis, qu'au delà de cette limite de vitesse, c'est le contraire qui a lieu. Peut-être ne faut-il voir là qu'un résultat des différences des conditions de marche de la machine motrice à vingt jours

d'intervalle, car il est difficile de comprendre comment l'enveloppe peut avoir une influence notable sur les résistances passives d'un semblable appareil dépourvu de ses ailes.

3°. Par les expériences n° 1, 5, 2 et 6: que les dépressions croissent très sensiblement comme les carrés des vitesses, que l'appareil muni de ses ailes, soit, ou non, pourvu d'une enveloppe, ce qui est conforme à la théorie; dans tous les cas, l'influence de l'enveloppe sur ces dépressions ne paraît pas avoir grande importance avant la construction de la cheminée. Quant au travail dépensé, l'enveloppe paraît avoir une influence très favorable sur la quantité de ce travail nécessaire pour entretenir une vitesse déterminée; ainsi à 72 tours (exp. n° 1) le travail dépensé est de 31<sup>ch</sup>,06, tandis qu'à la même vitesse (exp. n° 5), le travail dépensé n'est que de 21<sup>ch</sup>,34; même observation sur les expériences 2 et 6; la différence des travaux consommés aux mêmes vitesses vient de ce qu'une partie du travail est consommé par les courants rentrants, lorsque le ventilateur n'est point enveloppé.

4°. Par les expériences 6 et 7, que l'action de la cheminée, même sans la vanne, est très favorable à la dépression, puisqu'à la vitesse de 70 tours sans cheminée, la dépression n'est que de 39<sup>mm</sup>, tandis qu'avec la cheminée, elle est de 40<sup>mm</sup> à la vitesse de 61 tours, et que l'action de cette cheminée est d'autant plus favorable que la vitesse est plus grande.

5°. Par les expériences 8, 9, 10: que la dépression diminue quand la vanne est trop baissée; puisque cette dépression augmente à mesure qu'on lève cette vanne, jusqu'à un certain point où l'on atteint la dépression maxima; enfin; qu'en levant la vanne au-dessus de ce dernier point, on n'augmente plus la dépression et que l'on augmente le travail nécessaire pour l'obtenir.

6°. Par les expériences n° 11: que l'effet utile de ce ventilateur est d'autant plus élevé que la dépression produite et le volume d'air extrait de la mine sont plus considérables, l'appareil de ventilation étant complet et la vanne réglée au premier maximum de dépression.

On peut tirer de ces observations, la conclusion générale que le ventilateur à force centrifuge non enveloppé est un mauvais

appareil de ventilation ; que l'enveloppe sans la cheminée, lorsqu'elle n'embrasse que les trois quarts environ de la circonférence du ventilateur, n'est que d'une utilité fort douteuse ; que la cheminée évasée est incontestablement la partie importante et la plus utile de l'invention de M. Guibal, et que la vanne régulatrice qui complète la disposition en permettant de régler l'ouverture d'entrée de la cheminée, d'après le volume d'air que peut fournir la mine, donne le moyen de tirer de l'appareil le maximum d'effet utile en toutes circonstances.

La série d'expériences dont nous venons d'analyser les résultats, ne concernant qu'un seul ventilateur et une seule mine, est insuffisante pour que l'on puisse en tirer, avec sécurité, des règles pour apprécier *a priori* les effets probables des ventilateurs semblables de grandeurs diverses qui doivent fonctionner sur des mines qui n'offrent point, au mouvement de l'air, les mêmes résistances que celle de Crachet-Picquery. Il sera donc très utile de citer encore d'autres expériences faites sur d'autres ventilateurs du même genre, fonctionnant sur d'autres mines, et ayant des diamètres et des largeurs différents de ceux du ventilateur dont nous venons de nous occuper. C'est ce que nous allons faire dans une suite de tableaux contenant les résultats de toutes les expériences dont nous avons pu avoir connaissance et qui nous ont paru présenter toutes les garanties désirables au point de vue de l'habileté et de la bonne foi des expérimentateurs, ainsi qu'au point de vue de la qualité des instruments de mesure employés ; ceux-ci n'offrent encore, malheureusement, que trop d'incertitude sur les résultats obtenus, même lorsqu'ils sont construits par les ouvriers les plus habiles.



*Expériences faites le 24 octobre 1869, par MM. Brunin, Leroy, Schivre et Halley, sur le ventilateur du puits Saint-Amand du charbonnage du Rieu-du-Cœur.*

Diamètre du ventilateur, 9 <sup>m</sup> . Largeur de ce ventilateur 2 <sup>m</sup> . Diamètre de l'ouïe 3 <sup>m</sup> .	Nombre de tours.	Dépression observée dans la galerie.	Volume d'air débité, en m <sup>3</sup> .	Travail utilisé, en kXm.	Travail moteur sur le piston, en kXm.	Coefficient d'effet utile.	Observations.
		mm.					
	30	24	13.500	319,2	700,5	0,4518	Il devait y avoir une différence entre ces dé- pressions quoiqu'elles soient indi- quées éga- les.
	32	24	14,832	356,4	892,0	0,515	
	42	33	17,253	508,6	1089,0	0,522	
	50	47	19,452	914,1	1648,0	0,5547	
	60	65	21,723	1412,0	2827,0	0,4994	
	72	98	27,871	2731,0	4665,0	0,5858	
	82	122	29,925	3508,0	6508,0	0,561	
	90	138	32,470	4481,0	7887,0	0,5684	
	95	152	34,652	5264,0	9067,0	0,5803	

*Expériences faites en février et mars 1866 sur le ventilateur de Crachet-Picquery.  
Diamètre du ventilateur 7 m. Diamètre de l'ovale 3 m. Largeur du ventilateur et de la cheminée 1<sup>m</sup>70.*

	OBSERVATIONS.						
	Ouverture de la vanne dans le sens perpendiculaire à sa largeur.	Nombre de tours.	Dépression observée près de l'ovale.	Volume d'air aspiré, en m <sup>3</sup> .	Travail utilisé, en chevaux.	Travail moteur sur le piston, en chevaux.	Coefficient d'effet utile.
Le ventilateur fonctionne sur la mine seule.	0,65	52	m/m 12	5,500	0,85	2,67	0,318
	»	60	39	11,032	8,75	15,15	0,578
	0,65	60	54	10,280	4,66	15,07	0,507
	0,65	72	60	15,050	10,44	24,90	0,417
	0,65	72	55	12,160	8,85	24,90	0,360
	0,65	77	68	14,150	12,85	30,50	0,420
	0,65	70	55	14,396	10,56	22,88	0,461
	0,65	84	80	17,920	20,45	37,18	0,548
		1	2	3	4	5	6
							7

La porte de service au bas de la  
cheminée, étant ouverte sur 1<sup>m</sup>80  
de hauteur et 0<sup>m</sup>80 de largeur.

La porte de service ouverte  
comme ci-dessus.

Ces deux expériences ont été  
faites un mois après les précédentes,  
la température de la mine  
avait changé.

	1	2	3	4	5	6	7	
Le ventilateur fonctionne sur la mine seule, mais au fond on ouvre des communications plus directes avec lui, pour diminuer les résistances.	0,40	84	62,5	21,840	22,38	38,22	0,586	En levant progressivement la vanne de 0=40 vers 0=80 à 0=91, la dépression à 84 tours a progressivement augmenté.
	0,91	84	79,0					On a considéré la vanne comme réglée à 0=91.
	0,91	90	90,0	25,150	27,77	45,87	0,635	
Le ventilateur fonctionne sur la mine seule.	0,91	100	117,5	19,400	50,26	61,30	0,495	
Le ventilateur fonctionne sur la mine seule, mais on y a diminué les résistances comme ci-dessus.	0,91	100	110,0	26,600	59,01	65,0	0,600	
Il fonctionne sur la mine avec résistances amoindries et une communication avec l'air extérieur.	0,91	99	109	55,452	48,58	71,25	0,682	Expérience faite pour constater les bons effets utiles correspondants aux grands volumes débités.
Il fonctionne sur la mine et l'on facilite encore davantage l'arrivée directe de l'air extérieur à l'ouïe.	0,91	88	75	51,420	50,05	60,80	0,749	Expérience faite dans le même but que la précédente, en facilitant encore plus l'arrivée de l'air au ventilateur.

*Expériences faites sur le ventilateur de la fosse n° 3  
du Grand Buisson.*

Diam. du ventilateur 7 m. Largeur du ventilateur, 1 m. 70. Diamètre de l'ouïe 3 m.	Nombre de tours.	Dépression observée, en m/m.	Volume d'air aspiré, en m <sup>3</sup> .	Travail utilisé, en chevaux.	Travail moteur sur le piston. En chev.	Coefficient d'effet utile.	Observations.
Dans ces quatre expériences, la cheminée du ventilateur n'avait pas encore son revêtement intérieur évasé; elle avait du haut en bas la section qu'elle ne devait conserver qu'au sommet.	74	54	8,283	5,97	18,64	0,32	La vanne est levée jusqu'au sommet. La vanne est abaissée jusqu'à 2 <sup>m</sup> 10 au dessus du bas de sa course.
	53	30	3,380	2,15	6,57	0,327	
	74	55	8,180	5,86	17,81	0,332	
	95	93	10,028	12,43	35,05	0,334	
Dans ces cinq expériences, le revêtement de la cheminée est construit et l'appareil est complet.  L'effet utile a été augmenté par le revêtement évasé dans le rapport de 0,332 + 0,334 à 0,426 + 0,436 comme 1 : 1,294.	74	63	8,648	7,26	13,65	0,436	L'ouverture de passage sous la vanne n'a plus que 0 <sup>m</sup> 40 sur 1 <sup>m</sup> 70.  On donne accès à l'air extérieur par une trappe et l'on porte l'ouverture de la vanne à 0 <sup>m</sup> 75 sur 1 <sup>m</sup> 70.
	95	105	10,434	14,60	34,25	0,426	
	114,5	155	13,200	27,28	57,25	0,475	
	74	63	24,440	20,50	29,97	0,66	
	99	114	32,430	49,50	67,72	0,725	

Ces expériences mettent en évidence les effets favorables de la cheminée, même lorsque l'air s'échappe à gueule-bée par un conduit de section constante, l'orifice de sortie demeurant le même dans les deux cas. On a trouvé, dans la construction d'un revêtement évasé, bénéfice en dépression et en effet utile.

*Expériences faites le 17 mai 1869 par MM. Roger et Halley  
sur le ventilateur de la Louvière et la Paix.*

Diam. du ventilateur 9 m. Largeur du ventilateur, 2 m. Largeur de l'ouïe, 3 m.	Nombre de tours.	Dépression observée dans la galerie.	Volume d'air aspiré, en m <sup>3</sup> .	Travail utilisé, en k. m.	Travail moteur sur le piston, en k. m.	Coefficient d'effet utile.	Observations.
	40	30	11,1069	333,21	1040	0,320	
	60	64	16,7184	1069,952	2599	0,4116	
	90	130	24,8048	3720,750	7248	0,513	
On ouvre une communication entre le puits d'aérage et l'air extérieur.	90	142	36,1359	5131,312	10221	0,502	La dépression baisse parce que la vanne n'est plus assez levée.
On ferme la com- munication avec l'extérieur et l'on réduit le passage de l'air dans la galerie qui le conduit au ventilateur.	80	95	13,3902	1272,050	4514	0,279	

*Expériences faites le 11 septembre 1870 par MM. De Poitier,  
Haez et Halley sur le ventilateur du Grand-Mambourg à  
Montigny-sur-Sambre.*

Diamètre du ventilateur, 7 m. Largeur du ventilateur, 2 m. 50. Diamètre de l'ouïe, 3 m. Ce ventilateur avait été fait très large, en vue du volume d'air consi- dérable qu'il devait débitier, les résis- tances au mouve- ment dans les tra- vaux étant assez faibles.	Nombre de tours.	Dépression observée en m/m. d'eau.	Volume d'air aspiré.	Travail utilisé, en k X m.	Travail moteur sur le piston, en k X m.	Coefficient d'effet utile.	Observations.
	60	41	17,487	717	1487	0,4885	Les volumes d'air aspiré ont été mesurés avec deux anémomè- tres et l'on a pris la moyenne des deux résultats.
	78	67,5	21,2485	1434	3330	0,4506	
	80	69	21,810	1503	3536	0,4260	
	100	107	29,55	3162	5919	0,5342	

On n'a trouvé, dans cette grande largeur donnée au ventila-  
teur, aucun bénéfice, ni en dépression ni en effet utile.

*Expériences faites le 21 juin 1869 sur le ventilateur de la fosse  
n° 2 du charbonnage du Grand Buisson.*

Diamètre du ventilateur, 9 m. Diamètre de l'ouïe, 3 m. Largeur du ventilateur, 2 m.	Nombre de tours par minute.	Dépression observée dans la chambre d'air. En $\frac{m}{m}$ d'eau.	Volume d'air débité, en mètres cubes.	Travail utilisé. En k.m.	Travail moteur sur le piston. En k.m.	Coefficient d'effet utile.
Le volume d'air n'a été mesuré que pour la vitesse de 66 tours, mais les diagrammes ont été relevés pour toutes les vitesses.	21,0	8,0	11,5865	944,30	177,41	0,3816
	21,5	8,5			206,54	
	40,0	30,0			708,13	
	50,0	46,0			1250,63	
	60,0	70,0			2093,00	
	66,0	81,5			2474,73	
	67,0	82,0			2577,63	
	70,0	90,0			3007,84	
	82,0	121,0			4757,18	
	92,0	155,0			6809,67	
	95,0	157,0			7050,18	
	96,0	172,0			8030,40	
	99,0	183,0			8669,00	
	101,0	189,0			9005,30	

Peu de ventilateurs d'un aussi grand diamètre, ont pu marcher comme celui-ci, à la vitesse de 100 tours par minute, sans qu'il y eût d'échauffement au tourillon de la manivelle. Il devait cette facilité de fonctionnement à grande vitesse, à une construction très soignée de l'appareil ventilateur et de la machine motrice dont la distribution était réglée de façon à créer un coussin de vapeur derrière le piston à la fin de chaque course.

En général, cette dépression de 180 à 190<sup>mm</sup> d'eau, est difficile à obtenir dans une marche normale, sans donner au ventilateur des dimensions excessives, à cause de l'échauffement de l'arbre de la manivelle, qui se manifeste toujours au delà d'une certaine vitesse plus ou moins considérable, suivant que la machine motrice est construite avec plus ou moins de perfection.

Les machines à détente atteignent cette limite pratique de vitesse, plutôt que les machines sans détente, et elle est d'autant moins élevée que la détente est plus prolongée.

*Expériences faites en 1866 sur les ventilateurs de Forchies et de Crachet et Picquery, par MM. Stoesser, Delhaise, J. Letoret, Gilbert et Devillez.*

Expérience de Forchies, le 22 avril 1866.  R = 3 <sup>m</sup> , r = 1,5. Dans cette expérience, il y avait des rentrées dans la chambre d'air, par des portes mal fermées et en mauvais état, en aval du point où le courant a été jaugé; les volumes d'air indiqués sont donc trop faibles, ainsi que les coefficients d'effet utile.	Nombre de tours par minute.	Dépression dans la chambre d'air, en m/m. d'eau.	Volume d'air débité, en m <sup>3</sup> .	Travail utilisé.	Travail résultant des diagrammes.	Coefficient d'effet utile.
	80 à 81	A l'ouïe de 52, à 53. — Dans la chambre 48 à 50.	17,032	k. m. 886,70	k.m. 1949	0,435
	de 108 à 109	92 à 93 dans la chambre d'air.	24,09	2240	5420	0,413

C'est dans ces expériences que nous avons constaté, à l'aide de plusieurs manomètres placés sur le pourtour de l'enveloppe par M. Scohy, ingénieur du charbonnage, que la dépression, centrifuge se produisait toute entière à la vitesse de 80 à 81 tours.

(Fig. 16). Dans la région D, la dépression était de 30<sup>mm</sup> d'eau; dans la région F, elle était de 22 id. dans la région I et A, elle était de 21 id.

Dans cette dernière région, le mouvement du centre à la circonférence avait cessé; la force centrifuge développée par le mouvement de rotation, avait atteint sa plus grande valeur et, si l'on détermine cette valeur par la formule (Y);

$k = 0,00056. p. N^2 (R^2 - r^2)$ , on trouve  $k = 27^{\text{mm}},456$  d'eau.

Cette dépression de 27<sup>mm},456 ajoutée à la dépression de 21<sup>mm</sup> d'eau due à l'action de la cheminée, forme une dépression totale de 48<sup>mm},456 qui est à peu près égale à celle qui a été constatée dans la chambre d'air.</sup></sup>

Expérience de Crachet et Picquery, le 23 mars 1886.  $R = 3^m30$ ; $r = 1^m30$  $\frac{s}{S} = \frac{1}{2,31}$	Nombre de tours par minute.	Dépression dans la chambre d'air.	Volume d'air débité.	Travail utilisé.	Travail moteur d'après les diagrammes.	Coefficient d'effet utile.
	m/m.	m/m.	k. m.	k. m.		
	82 100	80 120	14,91 18,172	1192,80 2180,64	2716 4353	0,44 0,501

Dans la marche à 82 tours, un manomètre introduit dans le conduit évasé, à 1<sup>m</sup>,20 au-dessus du sol de la galerie qui donne accès dans ce conduit, a indiqué une dépression variable de 20 à 30<sup>mm</sup> d'eau, suivant que l'on enfonceait moins ou plus, le tube du manomètre, dans la cheminée.

La dépression centrifuge devait être, d'après la formule ci-dessus, de 42<sup>mm</sup>74 qui, ajoutés à la dépression moyenne de 25<sup>mm</sup> mesurée dans la cheminée, ne forment qu'un total de 67<sup>mm</sup>,74. tandis que la dépression effective dans la chambre d'air était de 80<sup>mm</sup> ; mais il faut observer qu'au point où le manomètre a été placé, la vitesse de l'air était déjà bien moindre qu'à la circonférence du ventilateur et qu'une partie de sa force vive était déjà utilisée ; de sorte que si l'on avait placé le manomètre plus bas, il aurait indiqué une dépression plus grande, pour la fraction de la dépression, correspondante à l'action de la cheminée.

Appliquons maintenant la formule pratique (M) qui donne la dépression moyenne correspondante à l'action totale de l'appareil, à ce ventilateur fonctionnant à la vitesse de 100 tours par minute, on obtient :

$$h + h_2 = 0,000523. N^2 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{s^2}{S^2} \right) - r^2 \right] = 104^{\text{mm}},60,$$

tandis que l'on a obtenu pratiquement 120<sup>mm</sup>.

La formule de dépression théorique totale (K) donne 127,2<sup>mm</sup>

La dépression pratique a donc été très voisine de la dépression théorique, ce qui tend encore à faire penser que la dépression centrifuge se manifeste toute entière, et la fraction considérable de la dépression théorique due à l'action de la cheminée, que l'on a obtenue, est due probablement à la dif-



férence relativement faible qui existait entre les sections  $s$  et  $S$ , ce qui rend toujours plus certain l'échappement de l'air à gueule-bée par le sommet de la cheminée, mais ce qui diminue la dépression théorique que celle-ci peut produire.

*Expériences faites sur le ventilateur de la mine de Pelton (comté de Durham, Angleterre).*

Diamètre du ventilateur, 9 m.	Ce ventilateur, pour des vitesses qui ont varié de 48 à 78 tours par minute, a fourni des coefficients d'effet utile dont la valeur moyenne est d'environ 0,60 pour une ouverture de vanne de 0 <sup>m</sup> 85. Le volume d'air aspiré a varié de 30 à 50 <sup>m</sup> 3 par minute.
Largeur, 3 m.	
Observation.	A 54 tours, avec vanne réglée, on a obtenu une dépression de 56 <sup>mm</sup> 5 et un volume de 31 <sup>m</sup> 3275, et quand on a ouvert la porte de service qui donne accès au pied de la vanne, la dépression est descendue brusquement, sous la même vitesse, à 46 <sup>mm</sup> 4 et le volume débité à 27 <sup>m</sup> 3534.
Nous n'avons pas reproduit les détails de ces expériences, parce qu'ils offrent de nombreuses anomalies dépendantes d'erreurs très probables dans les mesures des volumes d'air débités et des travaux de la vapeur sur le piston.	La portion de cheminée comprise entre le niveau de la porte de service et le sommet, entrainait donc pour 28 p <sup>o</sup> 10 dans l'effet utile produit avec tout l'appareil en règle.

Nous regrettons vivement de ne pas posséder plus de renseignements précis sur ces ventilateurs anglais qui débitent habituellement des volumes d'air si considérables, à cause de la grande section des puits et des galeries de circulation de l'air dans la plupart des mines de houille de ce pays ; leur effet utile doit être généralement très grand.

En examinant attentivement toute la série d'expériences sur divers ventilateurs, que nous venons de rappeler, on peut d'abord constater que les dépressions pratiques correspondantes à un nombre de tours déterminé, sont, à peu près, constamment conformes à celles que fournirait l'expression (M) ; les différences entre les résultats indiqués par cette formule et les résultats observés dans les mêmes conditions, ne dépassent nulle part les limites qu'il est raisonnable de leur assigner, quand on veut qu'une formule soit d'une véritable utilité pratique.

Quant au rapport du travail utilisé au travail dépensé, on

voit qu'il augmente à mesure que les dépressions et les volumes d'air débités deviennent plus considérables, et tout en faisant aux erreurs d'observations et aux regrettables imperfections de tous les instruments de mesure, une part raisonnable, on ne peut révoquer ce fait en doute, à cause de son invariable reproduction dans toutes les expériences faites sur un même appareil.

Ce phénomène tient à une cause très simple que les expériences de Crachet-Picquery ont mise en évidence. Quand une machine motrice fonctionne avec une certaine vitesse, en ne surmontant que ses résistances passives, celles-ci se composent de deux parties : l'une, la plus considérable, est fixe, invariable, comme le frottement du piston, celui des tiges guidées dans les stuffenbox, les vibrations; l'autre est variable avec les résistances que la machine doit surmonter, et celle-ci ne croît que lentement avec l'effet utile quand on offre à l'appareil des résistances utiles à surmonter. Il en résulte, évidemment, que plus le travail utile est considérable, plus le rapport qui existe entre lui et le travail absolu de la vapeur, doit augmenter; c'est la loi qui régit les conditions de marche de toutes les machines motrices.

Parmi tous les coefficients d'effet utile, si différents les uns des autres que nous venons de citer, il peut paraître embarrassant de choisir celui qu'il conviendra d'appliquer à un appareil de ventilation que l'on a le projet de construire, pour produire une ventilation déterminée, mais l'incertitude du constructeur peut disparaître en partie par l'examen du tableau suivant dans lequel nous avons rapporté la plupart des résultats d'expériences qui précèdent, en les plaçant dans l'ordre des volumes d'air aspirés et en déterminant les coefficients d'effet utile moyens pour les divers volumes que l'on peut avoir à extraire des mines.

---

Tableau des coefficients d'effet utile des ventilateurs avec rampe réglée, suivant le volume d'air qu'ils débitent.

VENTILATEURS		1 <sup>o</sup> Diamètre.		2 <sup>o</sup> Largeur des ventilateurs.		Volume d'air débité, en m <sup>3</sup> .	Dépression observée, en m/m d'eau.	Coefficient d'effet utile.	Coefficient moyen.	OBSERVATIONS.		
Pour des volumes de 8 à 12 mètres cubes.												
Ventilateur de Crachet et Picquery . . . . .		m	m			8,629	17,0	0,380	0,375	1. Les résistances avaient diminué pour ces deux expériences.		
id.		7,00 sur 1,70	»			10,280	34,0	0,307				
id.		»	»			11,032	59,0	0,378				
Ventilateur de la fosse n°3 du Grand Euisson .		7,00 sur 1,70	»			8,648	63,0	0,436				
id.		»	»			10,434	105,0	0,426				
Fosse n° 2 du Grand Buisson.		9,00 sur 2,00				11,586	81,5	0,381	0,375		1. Les résistances avaient diminué pour ces deux expériences.	
entilateur de la Louvière et la Paix . . . . .		9,00 sur 2,00				11,107	50,0	0,320				
Pour des volumes de 12 à 18 mètres cubes.												
Ventilateur de Crachet et Picquery . . . . .		7,00 sur 1,70				14,080	41,0	0,480	0,461			1. Les résistances avaient diminué pour ces deux expériences.
id.		»	»			14,910	80,0	0,440				
id.		»	»			14,032	59,0	0,378				
id.		»	»			15,050	60,0	0,417				
id.		»	»			14,150	68,0	0,420				
id.		»	»			14,396	55,0	0,461				
id.		»	»			17,920	80,0	0,548				
Ventilateur de Forchies.		6,00				17,052	52,0	0,455				
Ventilateur de la fosse n° 3 du Grand Buisson .		7,00 sur 1,70				15,200	155,0	0,475				
Ventilateur du Grand Mambourg. . . . .		7,00 sur 2,50				17,487	41,0	0,488				
Ventilateur de La Louvière et la Paix . . . . .		9,00 sur 2,00				16,718	64,0	0,412				
Vent. du puits Saint-Amand (Rieu du Cœur). .		9,00 sur 2,00				15,300	24,0	0,452				
id.		»	»			14,882	24,0	0,515				
id.		»	»			17,255	55,0	0,522				

Pour des volumes de 18 à 22 mètres cubes.					
Ventilateur de Crachet et Picquery . . . . .	7,00 sur 1,70	18,172	120,0	0,501	0,499
id.	»	21,840	79,0	0,586	
id.	»	19,400	117,5	0,463	
Ventilateur du Grand Mambourg.	7,00 sur 2,50	21,248	67,5	0,431	
id.	»	21,810	69,0	0,426	
Vent. du puits Saint-Amand (Rieu du Cœur.) .	9,00 sur 2,00	19,452	47,0	0,555	0,500
		21,725	65,0	0,500	
Pour des volumes de 22 à 30 mètres cubes.					
Ventilateur de Crachet et Picquery . . . . .	7,00 sur 1,70	25,751	89,0	0,610	1
id.	»	25,150	90,0	0,633	
Ventilateur de Forchies. . . . .	6,00 ...	24,090	92,0	0,415	
Fosse n° 3 du Grand Buisson . . . . .	7,00 sur 1,70	24,440	65,0	0,660	
Ventilateur du Grand Mambourg. . . . .	7,00 sur 2,50	20,550	107,0	0,534	
Ventilateur de La Louvière et la Paix . . . . .	9,00 sur 2,00	24,804	150,0	0,515	0,563
Vent. du puits Saint-Amand (Rieu du Cœur). .	9,00 sur 2,00	27,871	98,0	0,586	
id.	»	20,925	122,0	0,561	
Pour des volumes plus grands que 30 mètres cubes.					
Ventilateur de Crachet et Picquery . . . . .	7,00 sur 1,70	35,452	99,0	0,682	1
id.	»	31,420	88,0	0,749	
Ventilateur de la fosse n° 3 du Grand Buisson .	7,00 sur 1,70	32,450	114,0	0,725	
Ventilateur de La Louvière et la Paix . . . . .	9,00 sur 2,00	36,156	142,0	0,502	
Vent. du puits Saint-Amand (Rieu du Cœur). .	9,00 sur 2,00	32,470	158,0	0,568	
id.		34,672	152,0	0,580	0,600
Le ventilateur de Pelton a fourni moyennement les résultats suivants . . . . .	9,00 sur 3,00	45,489	69,0	0,600	

1. Ce volume ne comprend pas des rentrées d'air assez considérables, en aval du point de jaugeage.

1. La vanne n'était plus assez levée.

Pour montrer comment on peut faire usage des coefficients moyens que ce tableau a servi à déterminer, nous allons donner un exemple numérique, choisi parmi les différents cas que la pratique présente habituellement.

Supposons que l'on ait reconnu nécessaire de faire balayer les travaux d'une mine par un volume d'air pur de 25 mètres cubes par seconde ; cette mine est déjà pourvue d'un ventilateur insuffisant qui ne peut produire qu'une dépression de 30 millimètres d'eau dans la chambre d'air et qui ne débite alors que 18 mètres cubes. Lorsque le mouvement du ventilateur est suspendu, les causes naturelles de ventilation fournissent encore un volume de 8 mètres cubes. Ce ventilateur doit être remplacé par un ventilateur de M. Guibal dont la vitesse ne doit pas dépasser 68 tours par minute pour débiter les 25 mètres cubes désirés. On demande les dimensions de ce ventilateur et la puissance de la machine motrice qui le mettra en mouvement.

Les causes naturelles de ventilation équivalant à une dépression  $h_1$ , on aura, entre les dépressions produisant les deux ventilations de 8 et de 18 mètres cubes, et ces derniers volumes, le rapport

$$h_1 : h_1 + 30 = (8)^2 : (18)^2 = 64 : 324 ;$$

d'où  $h_1 = 7,27$  millimètres d'eau.

Pour une ventilation de 25 mètres cubes, on aura, d'après le même principe :

$$7,27 + 30 : 7,27 + (h + h_2) = (18)^2 : (25)^2 = 324 : 625.$$

d'où  $h + h_2 = 61,53$  millimètres d'eau ;

C'est la dépression totale que doit produire le ventilateur à construire, par les actions réunies de la force centrifuge et de la cheminée.

En appliquant les autres données du problème à la formule (M), on trouve :

$$61,53 = 0,000523 (60)^2 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{s^2}{S^2} \right) - r^2 \right].$$

Nous admettrons que  $\frac{s}{S} = \frac{1}{4}$ , ce qui équivaut à l'utilisation des  $\frac{15}{16}$  de la force vive de l'air qui abandonne le ventilateur,

et comme cet air possède effectivement la vitesse de l'extrémité des ailes lorsqu'il les abandonne,  $s$  ne sera pas l'ouverture réelle du passage sous la vanne, mais la section théorique de la lame fluide animée de la vitesse tangentielle, pour la dépense de 25 mètres cubes ; la section réelle sera double, d'après ce que nous avons dit du coefficient de contraction à l'entrée de la cheminée.

De plus, nous supposerons que la largeur du ventilateur sera de 1<sup>m</sup>,70, ce qui suffira évidemment d'après les expériences dont nous avons rendu compte, et que  $r = 1^m,25$ , ce qui sera également suffisant.

L'équation ci-dessus deviendra alors,

$$61,53 = 0,000523 \cdot 3600 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{1}{16} \right) - 1,5625 \right],$$

d'où  $R^2 = 17,67$ ,  
et  $R = 4^m,20$ .

Ce ventilateur aurait donc 8<sup>m</sup>,40 de diamètre extérieur, pour produire une ventilation de 25 mètres cubes d'air, à la vitesse de 60 tours par minute.

La vitesse à sa circonférence, serait

$$\frac{2\pi R \cdot 60^t}{60''} = 26^m,388.$$

L'épaisseur théorique de la lame d'air qui s'engagera sous la vanne, en la désignant par  $x$ , sera

$$1^m,70 \cdot x \cdot 26^m,388 = 25^{m^3};$$

d'où  $x = 0^m,55$ .

La largeur pratique du passage sera, à peu près, le double, ou de 1<sup>m</sup>,10 ; et comme nous avons adopté le rapport de 1 à 4, entre la section théorique d'entrée et la section effective de sortie, celle-ci aura 1<sup>m</sup>,70 parallèlement à l'arbre du ventilateur, sur 2<sup>m</sup>,20 dans le sens perpendiculaire.

Le développement  $l$  du conduit évasé, en admettant, comme nous l'avons dit ci-dessus, un élargissement de 0<sup>m</sup>,14 par mètre, sera de  $l \cdot 0^m,14 = 2^m,20 - 0,55$ ;

$$\text{d'où } l = 12^m \text{ environ.}$$

On pourrait sans inconvénient l'allonger un peu, si l'air ne

sortait pas par l'ouverture supérieure avec une vitesse approximativement uniforme dans toute l'étendue de sa section.

Le travail utile de ce ventilateur, serait de

$$25^{\text{m}^3} \cdot 61^{\text{mm}},53 = 1538 \text{ kilogrammètres,}$$

et comme, d'après le tableau ci-dessus, le coefficient d'effet utile moyen, pour un volume de  $25^{\text{m}^3}$ , est d'environ 0,56, le travail que la vapeur devait transmettre au piston par seconde, serait de

$$\frac{1538}{0,56} = 2746^{\text{km}}, \text{ ou } 36,61 \text{ chevaux-vapeur.}$$

C'est le travail effectivement transmis au piston, c'est-à-dire représenté par la différence des travaux moteur et résistant dus aux actions simultanées de la vapeur sur les deux faces de ce piston.

Un constructeur prudent donnerait à la machine motrice, une puissance plus grande que celle que nous venons de déterminer, d'au moins un tiers, pour parer à toutes les éventualités et pour être bien certain d'obtenir le résultat demandé ; cette précaution est toujours prise.

Dans les problèmes de cette nature, on ne prend pas toujours pour inconnue le diamètre du ventilateur, on peut se donner, dans l'expression (M), toutes les variables qu'elle contient, moins une, et chercher cette dernière; mais les seules qui aient une grande influence sur le résultat, sont  $N$ ,  $R$  et  $h + h_1$ , et l'on n'applique guères l'expression qu'à la recherche de celles-ci ; les autres s'adoptent toujours *a priori* parce que leurs modifications possibles ne sont presque jamais suffisantes pour résoudre les problèmes proposés.

Il arrive souvent, dans l'étude de ces questions, que l'on néglige entièrement l'influence des causes naturelles du mouvement de l'air dans la mine, et que l'on attribue la ventilation toute entière à la dépression produite par le ventilateur ; examinons à quelles erreurs cette façon de procéder, qui suppose les résistances moindres qu'elles ne le sont, peut conduire, dans l'exemple que nous venons d'adopter.

La ventilation de  $18^{\text{m}^3}$  étant due à une dépression de  $30^{\text{mm}}$ , celle de  $25^{\text{m}^3}$  exigera une dépression  $h + h_1$  de

$$30 : h + h_1 = (18)^2 : (25)^2 = 324 : 625,$$

$$\text{d'où } h + h_1 = 57,51 \text{ millimètres d'eau.}$$

Ainsi on suppose, dans ce cas, qu'une dépression de  $57^{\text{mm}},51$  produira la même ventilation que produit effectivement la dépression de  $7^{\text{mm}},27 + 61^{\text{mm}},53 = 68,80$  millimètres, due aux causes naturelles et à l'action du ventilateur ; on suppose donc ainsi les résistances au mouvement de l'air, plus petites qu'elles ne le sont.

L'expression (M) donne alors,

$$57,51 = 0,000523. 3600 \left[ R^2 \left( 2 - \frac{1}{16} \right) - 1,5625 \right]$$

$$\text{d'où } R^2 = 16,57$$

$$\text{et } R = 4,07.$$

Dans cette hypothèse, un diamètre de  $8^{\text{m}},13$  suffirait donc.

Quant au volume qui serait effectivement appelé de la mine sous cette dépression de  $57^{\text{mm}},51$ , on peut le trouver en faisant intervenir de nouveau l'action des causes naturelles, et l'on trouve

$$7^{\text{mm}},27 + 30 : 7^{\text{mm}},27 + 57,51 = (18)^2 : V^2 = 324 : V^2 ;$$

$$\text{d'où } V^2 = 563,15$$

$$\text{et } V = 23,73 \text{ mètres cubes.}$$

Ainsi cette méthode conduirait seulement à une ventilation de 23,73 mètres cubes d'air, au lieu d'une ventilation de 25 mètres cubes que l'on se propose d'établir.

Il est bien entendu que tous ces résultats ne sont que des résultats moyens probables et que, dans les questions de cette nature, il ne faut jamais s'attendre à voir toutes les prévisions se réaliser avec une exactitude mathématique ; deux ou trois tours de ventilateur, en plus ou en moins du nombre de tours adopté, conduiraient certainement au résultat proposé.

Comme conclusion générale de nos observations sur le ventilateur de M. Guibal, nous formulerons notre opinion sur cet appareil de la manière suivante :

Il est l'appareil de ventilation le mieux approprié au débit des grands volumes d'air, car nous avons vu que lorsqu'il produit une certaine dépression dépendante du nombre de tours que la machine motrice lui transmet, il peut, sans chan-



ger de vitesse, et à mesure que l'on facilite davantage la circulation de l'air dans les travaux, débiter un volume de cet air, de plus en plus considérables, dans des conditions d'effet utile de plus en plus favorables. Les plus petits ventilateurs de cette espèce ont suffi au débit des plus grands volumes d'air que l'on ait à faire passer dans nos mines, lorsque les résistances au mouvement de ces volumes pouvaient être vaincues par la dépression que ces appareils étaient capables de produire. Lorsque les résistances au mouvement du fluide viennent à augmenter dans les travaux, le travail utile de l'appareil diminue ainsi que le travail que la force motrice doit lui transmettre, mais le premier diminue plus rapidement que le second, et si les résistances devenaient infinies, c'est-à-dire si la mine ne lui fournissait plus d'air sous la dépression qu'il produit, l'effet utile se réduirait à zéro et le travail absolu de la vapeur se réduirait au strict nécessaire à la consommation des résistances passives, parce que cet appareil n'agit pas sur l'air extérieur qui, dans les autres appareils à force centrifuge, se substitue si facilement à l'air de la mine dans la consommation du travail ; aussi lorsque, dans cet appareil, il y a, momentanément, un accroissement notable des résistances dans les travaux, on constate immédiatement un accroissement de vitesse de rotation, si le mécanicien n'a pas eu la précaution, ou le temps, de diminuer l'action de la force motrice.

D'autre part, il est, de tous les ventilateurs à force centrifuge, celui qui produit la plus grande dépression et, par suite, la ventilation la plus active, sous un nombre de tours déterminé, toutes choses étant égales d'ailleurs, parce qu'à la dépression correspondante à la force centrifuge, il joint la dépression produite par la cheminée ou par l'utilisation de la force vive que l'air possède en abandonnant les ailes et qui est entièrement perdue pour l'effet utile dans les autres appareils.

Cette faculté de produire une plus grande dépression que les autres ventilateurs à force centrifuge, sous le même nombre de tours, est un avantage pratique très important, parce qu'en général tous ces appareils exigent une vitesse de rotation considérable et que le seul obstacle qu'ils rencontrent à l'accrois-

sement indéfini de leur action sur la ventilation, consiste dans la difficulté de leur imprimer une grande vitesse sans que les tourillons de l'arbre principal s'échauffent. Jusqu'à présent, les ventilateurs de M. Guibal, de 7<sup>m</sup> de diamètre, ne font guères en marche continue et régulière, plus de 70 à 80 tours par minute et les grands, de 12 mètres, plus de 50 tours dans le même temps, lorsqu'ils reçoivent directement le mouvement de la bielle motrice; au delà de cette vitesse, ils courent les risques d'échauffement dont nous venons de parler et sont exposés ainsi à des arrêts forcés et à de rapides détériorations. Plus les machines sont construites avec soin et précision, plus la limite de vitesse possible en marche régulière, est reculée, et l'on a constaté aussi que l'échauffement se produisait à une vitesse d'autant plus faible que la détente de la vapeur, dans le cylindre moteur, était plus prolongée.

En construisant ces appareils avec des matériaux de choix et avec beaucoup de soin et de précision, pour équilibrer les effets de force centrifuge des parties solides autour de l'axe de rotation et en s'abstenant de l'emploi des longues détentes, on arriverait sans aucun doute, à augmenter leur action possible sur la ventilation.

Quand on les maintient dans les limites de vitesse où l'échauffement des tourillons ne se manifeste pas, ils présentent une sorte d'idéal de simplicité d'appareil de ventilation, parce qu'ils n'offrent presque aucune chance de dérangement et que leurs frais d'entretien en huile.... sont très faibles; ces deux avantages sont fort appréciés dans l'exploitation des mines.

On trouvera peut-être un jour, avantage à leur transmettre le mouvement par engrenages ou courroies, ce qui, probablement, permettrait de leur imprimer une plus grande vitesse, sans rencontrer les inconvénients que nous avons signalés, et ce qui permettrait de diminuer le nombre d'oscillations de la machine motrice qui fonctionnerait ainsi dans de meilleures conditions pratiques; mais ces transmissions de mouvement n'ont été appliquées, jusqu'à présent, qu'à de très petits ventilateurs, comme celui de Bonne-Espérance à Wasmes, qui n'a que 4<sup>m</sup> de diamètre, mais qui fait, en marche normale, beaucoup plus de

100 tours par minute sans que l'on y ait jamais rencontré d'inconvénients. L'expérience n'a pas encore prononcé sur la possibilité de transmettre le mouvement par engrenages à de grands ventilateurs consommant des quantités de travail considérables et fonctionnant à grande vitesse.

La limite de vitesse imposée par la pratique aux ventilateurs de cette catégorie ; obligera peut-être un jour à avoir recours aux appareils consécutifs, ajoutant leurs dépressions les unes aux autres pour produire la dépression effective à la partie supérieure des puits d'aérage, lorsque l'on aura besoin d'augmenter l'énergie des causes du mouvement de l'air dans les mines ; mais nous n'avons été témoin d'aucune application de ce genre et, s'il est certain qu'il en résulterait une amélioration de ventilation, il ne nous semble pas également indubitable que l'on obtiendrait au sommet du puits d'aérage la somme exacte des deux ou trois dépressions qui seraient dues isolément à un égal nombre de ventilateurs placés les uns à la suite des autres ; cette question, résolue théoriquement, a besoin d'une série de confirmations pratiques.

On a, dans ces derniers temps, modifié de diverses façons le ventilateur primitif à force centrifuge, pour lui faire produire plus d'effet utile et pour créer un appareil rival de celui de M. Guibal ; quelques inventeurs ont rapproché sur la circonférence du ventilateur, les parois entre lesquelles tournent les ailes, ou les espèces de couronnes entre lesquelles ces ailes sont fixées quand elles ne tournent pas entre des parois fixes ; celles-ci ont alors la forme trapézoïdale avec la grande base vers l'axe de rotation, au lieu de la forme rectangulaire ; on a ainsi rétréci l'orifice de sortie de l'air et diminué, ou même supprimé tout à fait les rentrées d'air extérieur, ce qui a amélioré l'appareil. D'autres inventeurs ont multiplié les ailes, en plaçant entre les ailes principales, quelques ailes plus courtes aboutissant à la circonférence, afin de diviser les courants sortants et de ne plus livrer un si large passage aux courants rentrants. D'autres, enfin, ont contourné les ailes de toutes façons, sans être dirigés par aucune notion théorique rationnelle dans ces essais où ils n'avaient d'autres guides que les caprices de leur imagination, et dans l'espérance de voir sortir de ces tentatives

peu éclairées, de merveilleux résultats qui, pour d'excellentes raisons, ne se sont jamais présentés.

Toutes ces inventions ont échoué, parce que dans tous ces appareils, on n'a point transformé en effet utile, la quantité considérable de travail que possédait l'air à sa sortie par leur pourtour extérieur; le vice radical de l'appareil primitif à force centrifuge s'y retrouve tout entier et constitue un obstacle invincible à toute espèce d'amélioration notable.

Toute nouvelle recherche dans laquelle on ne satisfera pas à cette condition d'utiliser au profit de la dépression, la vitesse de l'air au sortir de l'appareil, nous semble inutile, et la disposition de M. Guibal nous paraît être le dernier mot de la ventilation mécanique par la force centrifuge. Parfaite théoriquement, puisqu'elle permet d'utiliser la totalité du travail moteur, déduction faite de la part des résistances passives, excellente en pratique, nous ne pouvons plus apercevoir d'autre but aux efforts des mécaniciens que la détermination pratique des meilleures dispositions à donner à la cheminée pour utiliser la plus grande fraction possible du travail disponible dans la masse d'air qui y pénètre, et la solution pratique de la question de diamètre, de vitesse de rotation et de mode de communication de mouvement. Vaudra-t-il mieux faire ces ventilateurs, très grands et tournant avec une faible vitesse, que petits et tournant avec rapidité, comme les ventilateurs de cubilots? Vaudra-t-il mieux leur communiquer directement le mouvement en plaçant la manivelle de la machine motrice sur l'arbre même de l'appareil ventilateur, comme le fait M. Guibal, que les mettre en mouvement à l'aide d'engrenages pour faire fonctionner la machine motrice dans de meilleures conditions pratiques et éviter dans une certaine mesure l'échauffement des tourillons? Toutes ces questions seront sans doute résolues tôt ou tard à force d'essais et de tentatives d'amélioration, mais elles sont indépendantes de la conception primitive de l'appareil qui est, dès aujourd'hui, et restera parfaite, en ne laissant aux constructeurs de perfectionnements possibles que dans la réalisation pratique des résultats acquis théoriquement.

---

Ce chapitre était écrit lorsque nous avons eu connaissance de quelques observations faites sur un ventilateur de grand diamètre, sans vanne, avec enveloppe, et cheminée de même section du haut en bas ; on trouvera, dans la figure 18, les lignes primitives de cet appareil qui vient d'être établi sur un des puits de la société d'Hornu-Wasmes et qui sort des ateliers de Produits où il a été construit sous la direction de M. Halbrecq. Il a 9<sup>m</sup> de diamètre extérieur, 3<sup>m</sup> de diamètre intérieur, et 2<sup>m</sup> de largeur, comme la cheminée qui est un peu plus haute que celle des ventilateurs de M. Guibal.

Nous avons consigné dans le tableau suivant les résultats de trois observations faites sur ce ventilateur à des vitesses différentes, et en regard de ces résultats nous avons placé ceux que l'on aurait obtenus, dans les mêmes conditions de vitesse et de dimensions du ventilateur à force centrifuge sans utilisation de la force vive, le plus parfait qui est celui de M. Lambert, et du ventilateur de M. Guibal muni de sa vanne convenablement réglée.

La dépression, pour le ventilateur de M. Lambert a été calculée par la formule (A) dont nous avons pu apprécier l'exactitude, dans l'article qui concerne cet appareil, et, pour le ventilateur de M. Guibal, par la formule (M) qui a été vérifiée par de si nombreuses expériences.

Nombre de tours du ventilateur par minute.	Dépression qui serait fournie par le ventilateur de M. Lambert.	Dépression observée sur le ventilateur d'Hornu-Wasmes.	Dépression qui serait fournie par le ventilateur de M. Guibal.	Rapport entre les volumes d'air qui seraient débi-és sous le même nombre de tours.
	mm	mm	mm	
36	35,86	50,00	59,58	= 1 : 1,18 : 1,28
72	59,51	85,00	98,50	= 1 : 1,20 : 1,29
86	86,61	125,00	140,52	= 1 : 1,20 : 1,28

D'autre part, on sait que les volumes sont proportionnels aux racines carrées des dépressions. Ainsi dans l'hypothèse où le ventilateur de M. Lambert débiterait 20 mètres cubes d'air

- sous un certain nombre de tours, celui d'Hornu-Wasmes en débiterait 24 sous le même nombre de tours et celui de M. Guibal 25,60 mètres cubes.

Ces observations ne font que confirmer ce que nous avons dit de ces divers ventilateurs et mettre en évidence l'effet favorable de la cheminée comme moyen d'utiliser la force vive perdue dans les ventilateurs non munis de cet appendice, même lorsqu'on n'en tire pas tout le parti qu'on en pourrait tirer, en lui donnant, comme l'a fait M. Guibal, une forme évasée qui prévient les remous à l'instant où la nappe fluide s'y engage, et les pertes de force vive correspondantes à ces remous.



## CHAPITRE CINQUIÈME.

### VENTILATEURS A FORCE CENTRIFUGE ET A IMPULSION DIRECTE.



Nous avons précédemment nommé ventilateur à force centrifuge simplement, celui dont les palettes n'exercent contre l'air qu'elles poussent devant elles qu'une pression constamment perpendiculaire au rayon et n'ayant jamais de composante dans le sens de ce rayon ; de sorte qu'en aucun instant ces palettes ne tendent à éloigner directement la masse d'air, de l'axe de rotation, et que cet air ne s'écarte de cet axe que sous l'influence de l'inertie qui tend à lui faire conserver sa vitesse tangentielle acquise, ou en d'autres termes, de façon qu'il ne se meuve du centre à la circonférence que sous l'influence de la force centrifuge.

Il n'y a que les ventilateurs avec palettes placées suivant le rayon qui puissent satisfaire à cette condition, lorsqu'ils ne sont point enveloppés ; mais lorsqu'ils sont enveloppés sur toute leur circonférence et que l'air ne s'échappe qu'en lame mince par un point de cette circonférence, comme dans le ventilateur de M. Guibal, ou dans tout autre non muni d'une cheminée évasée, la disposition des ailes devient indifférente. En effet, dans ces derniers ventilateurs, les intervalles entre les ailes après s'être vidés partiellement, en passant rapidement devant l'orifice de sortie, recommencent à s'emplir dès leur passage devant cet orifice et surtout un peu au-delà, puis, aussitôt qu'ils sont remplis, tout mouvement du centre à la circonférence est suspendu dans ces intervalles ; l'inertie de l'air une fois vaincue, cet air conserve, sans nouvelle action des ailes, sa vitesse acquise, s'établit en équilibre de tension dans toute la largeur des intervalles et n'étant plus poussé par les ailes, se meut avec celles-ci d'un mouvement commun, sans action réciproque, ce qui rend tout à fait indifférente la posi-

tion de ces ailes. Il n'y a guères qu'à l'instant très court où les intervalles pleins d'air passent devant l'orifice de sortie, qu'il y ait, dans ces intervalles, un mouvement du centre à la circonférence qui permet une action presque instantanée des palettes sur l'air qui s'écarte du centre de rotation en ce point; mais cette action est insignifiante au point de vue de l'effet général de l'appareil et ne peut que modifier légèrement la direction de la vitesse de cet air à l'instant où il abandonne le ventilateur.

Lorsque les ailes sont inclinées sur le rayon et que le ventilateur n'est point enveloppé, les phénomènes changent de face. L'air se meut alors du centre à la circonférence d'une manière continue et le long de toutes les palettes. Celles-ci l'emportent dans leur mouvement de rotation et, à mesure qu'ils s'éloignent de l'axe, elles lui impriment une vitesse tangentielle de plus en plus rapide, en produisant sur lui une impression continue depuis l'instant où il s'engage dans l'appareil jusqu'à l'instant où il l'abandonne définitivement. Or, toute impulsion d'une surface solide contre un fluide, est normale à la surface, quelle que soit la direction du mouvement de celle-ci, d'après la loi connue d'hydrodynamique; il en résulte que l'impulsion normale de ces palettes obliques, contre l'air dont elles accélèrent la vitesse, peut se décomposer en deux impulsions, l'une tangentielle, ou perpendiculaire au rayon, qui augmente la vitesse tangentielle des molécules d'air et développe la force centrifuge, l'autre, dans le sens même de ce rayon, qui pousse directement ces molécules du centre à la circonférence et dont les effets se réunissent à ceux de la force centrifuge, soit pour équilibrer une dépression, soit pour produire une vitesse d'écoulement de l'air du centre à la circonférence du ventilateur.

C'est à cause de l'existence simultanée de ces deux principes de mouvement de l'air dans les ventilateurs non enveloppés et à palettes obliques, que nous avons donné à ceux-ci le nom de ventilateurs à force centrifuge et à impulsion directe, et il s'agit maintenant de rechercher les lois de cette double action. au moins dans la mesure du possible, car une solution rigoureuse de ce genre de problème sera, probablement, impossible



pendant longtemps encore, à cause de son extrême complication et de la difficulté d'organiser les expériences propres à guider dans cette recherche.

Avant d'aborder l'étude de cette espèce de ventilateur, nous rappellerons d'abord quelques résultats acquis dans la première partie de cet ouvrage, puis nous démontrerons quelques théorèmes nouveaux propres à nous faciliter l'appréciation théorique des effets de ce genre d'appareil.

Nous avons démontré, dans la théorie du ventilateur qui fonctionne sous l'action de la force centrifuge seule, que lorsqu'une masse d'air comprise entre deux surfaces cylindriques concentriques avec un axe de rotation, tourne avec une vitesse angulaire  $u$  autour de cet axe, elle développe une force centrifuge qui équivaut à une hauteur génératrice de vitesse égale à

$$\frac{u^2}{2g} (R'^2 - R^2),$$

$R'$  et  $R$  représentant les rayons de ces deux surfaces cylindriques.

Lorsque la masse d'air qui tourne ainsi autour d'un axe, n'est pas animée de la même vitesse angulaire à toutes les distances de cet axe, cette expression générale n'est plus applicable, mais on peut encore déterminer la hauteur génératrice de la vitesse correspondante à la force centrifuge développée, avec un degré d'approximation aussi élevé qu'on le désire, lorsque l'on possède un moyen de déterminer la vitesse angulaire effective de cette masse d'air à toutes distances de l'axe.

En effet, supposons qu'une semblable masse soit comprise entre deux surfaces cylindriques passant par les extrémités intérieure et extérieure des ailes d'un ventilateur, et qu'entre ces surfaces cylindriques, cette masse ne possède pas la même vitesse angulaire autour du centre de rotation, à des distances différentes de ce centre.

On pourra supposer qu'entre les deux surfaces cylindriques limites de la masse, il existe un nombre plus ou moins considérable d'autres surfaces cylindriques équidistantes, partageant

la masse d'air en tranches de faible épaisseur ; on déterminera ensuite la vitesse angulaire effective dans chacune de ces surfaces cylindriques, puis on considérera la petite tranche d'air comprise entre deux de ces surfaces consécutives comme animée d'une vitesse angulaire moyenne entre les deux vitesses angulaires dont elle est animée à ses deux distances extrêmes du centre.

Ainsi, par exemple, si la tranche d'air comprise entre les deux surfaces cylindriques de rayons  $R'$  et  $R$ , est animée, dans la surface cylindrique de rayon  $R'$  d'une vitesse angulaire  $u'$ , et dans la surface cylindrique de rayon  $R$  plus petit que l'autre, d'une vitesse angulaire  $u''$ , la vitesse angulaire moyenne  $u_1$  sera

$$u_1 = \frac{u' + u''}{2}$$

et l'on considérera toute la tranche comme animée de la même vitesse angulaire  $u_1$ . Cette vitesse angulaire donnera naissance à une force centrifuge équivalente à une hauteur génératrice de vitesse

$$h = \frac{u_1^2}{2g} (R'^2 - R^2).$$

Cette expression, dans ces circonstances, sera d'autant plus exacte que les rayons  $R'$  et  $R$  seront moins inégaux ou que les vitesses angulaires  $u'$  et  $u''$  seront moins différentes, car dans l'exemple que nous avons adopté, les vitesses angulaires ne peuvent varier qu'insensiblement, d'une distance de l'axe à une autre très voisine, et malgré la proportionnalité de  $h$  au carré de la vitesse angulaire, il ne pourra résulter qu'une erreur peu sensible du remplacement de cette loi de variation par la loi de proportionnalité de  $h$  à la première puissance de cette vitesse, à cause de la faible différence des deux vitesses dont on adopte la valeur moyenne.

Après que l'on aura déterminé par cette méthode toutes les hauteurs  $h$  correspondantes à chacune des tranches minces d'air comprises entre les surfaces cylindriques limites de la masse d'air en mouvement, on obtiendra la hauteur totale génératrice de la vitesse d'écoulement en faisant la somme des hauteurs partielles qui s'ajoutent les unes aux autres, absolument

comme lorsque toute la masse d'air est animée de la même vitesse angulaire. Cette hauteur totale se partage en deux parties dont l'une équilibre la dépression produite par le ventilateur et dont l'autre produit la vitesse avec laquelle l'air s'échappe par les issues qu'on lui a ménagées à la circonférence de l'appareil.

Il est important d'observer que cette hauteur totale, ainsi que les hauteurs partielles dont elle est la somme, se manifestent aussi bien quand le courant venant de la mine et traversant le ventilateur, n'occupe qu'une partie des intervalles qui existent entre les palettes, que lorsque ce courant occupe ces intervalles tout entiers en diminuant de vitesse à mesure qu'il s'éloigne de l'axe. En effet : si le courant ne forme qu'une lame utile plus ou moins épaisse le long de chaque palette et permet une rentrée d'air extérieur le long du revers de chacune de ces palettes, on pourra supposer la lame utile partagée en tranches minces par des surfaces cylindriques, comme ci-dessus, et les phénomènes de force centrifuge et d'impulsion directe s'y produiront comme si les courants rentrants n'existaient pas, ceux-ci ne pouvant former qu'une résistance plus ou moins considérable au mouvement de la lame utile avec laquelle ils ne sont pas en contact, car ces courants rentrants sont devenus des courants sortants inutiles dans la région où ils se confondent avec la lame utile.

#### *Variations des vitesses angulaires.*

Considérons une molécule d'air placée en A (fig. 27) sur une palette de ventilateur qui fait en ce point un angle  $a$  avec le rayon et qui tourne avec une vitesse angulaire  $\omega$ , et supposons qu'en cet instant, la molécule d'air soit animée d'une vitesse  $V$  dans la direction du rayon.

Si la palette, au lieu d'occuper la position NK, était placée suivant le rayon OS, la molécule, quelle que fût la vitesse  $V$ , serait obligée de prendre à chaque instant, la même vitesse tangentielle que les points de la palette avec lesquels elle se trouverait successivement en contact, absolument comme si elle était poussée par un plan qui se mouvrait parallèlement à lui-même dans la direction normale; de sorte que la vitesse

tangentielle de cette molécule, à une distance quelconque R de l'axe de rotation, serait représentée par  $\omega R$ .

Mais si la palette fait avec le rayon un angle  $\alpha$ , le phénomène changera : la molécule partant du point A avec la vitesse V suivant le rayon, parcourra dans cette direction un chemin  $\frac{V}{n}$

pendant une partie infiniment petite  $\frac{1}{n}$  de la seconde, et si nous représentons par  $SO\alpha$  le mouvement angulaire de la palette pendant le même temps infiniment petit, et par R le rayon AO, il viendra, en faisant  $AC = \frac{V}{n}$ ,

$$AD = \frac{\omega R}{n}, \text{ et } BI = CE = \frac{\omega \left( R + \frac{V}{n} \right)}{n}.$$

Pendant ce mouvement infiniment petit  $\frac{V}{n}$  de la molécule, suivant le rayon, on peut admettre que la longueur de palette qu'elle a parcourue, de A en B, fait avec le rayon le même angle  $\alpha$ , c'est-à-dire qu'en menant des rayons à tous les points compris entre A et B, tous ces rayons feront le même angle avec A B. Cette supposition n'est évidemment admissible que pour une longueur A B infiniment petite.

Si la palette eût été placée suivant OS, la molécule d'air arrivée en C aurait décrit en  $\frac{1}{n}$  de la seconde, l'angle au centre

EOC, et aurait possédé une vitesse tangentielle  $\omega \left( R + \frac{V}{n} \right)$  par seconde, ou parcouru tangentiellement le chemin

$$CE = \frac{\omega \left( R + \frac{V}{n} \right)}{n} \text{ pendant ce } \frac{1}{n} \text{ de la seconde; mais}$$

si la palette a l'inclinaison que nous lui avons supposée, cette molécule ne décrira que l'angle au centre IOC, ou le chemin tangentiel CI au lieu du chemin tangentiel CE; de sorte qu'il y aura, par le fait de l'inclinaison de la palette, une diminution de chemin tangentiel parcouru, égale à

$$CE - CI = BC;$$

d'où  $CI = u \frac{\left(R + \frac{V}{n}\right)}{n} - BC$  pour un temps infiniment petit.

Soit  $V'$  la vitesse tangentielle par seconde correspondante au chemin  $CI$  : on aura

$$\frac{V'}{n} = CI, \text{ et comme le triangle } ABC \text{ fournit}$$

$$AC \text{ ou } \frac{V}{n} : BC = \cos a : \sin a; \text{ ou } BC = \frac{V}{n} \tan a,$$

nous obtiendrons l'équation

$$\frac{V'}{n} = \frac{u \left(R + \frac{V}{n}\right)}{n} - \frac{V \tan a}{n};$$

$$\text{d'où } V' = u \left(R + \frac{V}{n}\right) - V \tan a;$$

et comme  $\frac{V}{n}$  est infiniment petit relativement à  $R$ , on pourra le négliger, ce qui donnera définitivement

$$(A) \quad V' = uR - V \tan a.$$

Ainsi au point  $A$ , une molécule d'air poussée par la palette  $NK$  dans les conditions que nous avons admises, serait animée, simultanément, de la vitesse  $V$  suivant le rayon et de la vitesse  $V'$  dans le sens de la tangente à la circonférence que décrit le point  $A$ .

Lorsque  $uR = V \tan a$ ,  $V'$  devient zéro, mais cet effet n'est possible que lorsque la molécule d'air ne possède aucune vitesse tangentielle antérieurement acquise. Ce cas se présente lorsque cette molécule arrive suivant le rayon et pénètre dans l'espace balayé par les ailes d'un ventilateur. L'expression  $uR = V \tan a$  peut servir à déterminer le premier angle que ces ailes doivent faire avec le rayon, lorsque la vitesse d'arrivée de l'air est donnée, pour que cette molécule ne soit pas brusquement emportée dans le mouvement de rotation de l'appareil, ou à déterminer la vitesse d'entrée qui réalisera le même résultat, lorsque le premier angle des ailes et du rayon, sera connu. Dans ces conditions, l'air n'est entraîné dans le

mouvement de rotation que progressivement et sans choc brusque.

Une fois que cet air a commencé à participer au mouvement de rotation, il possède une vitesse tangentielle acquise, laquelle peut être déterminée par l'expression (A), mais il y a toute une série d'observations à présenter sur la convenance d'appliquer cette expression.

Lorsque  $\omega R$  est plus grand que  $V \tan \alpha$ , à l'instant où les molécules d'air arrivant dans la direction du rayon, pénètrent dans l'espace balayé par les ailes, elles prennent instantanément une vitesse tangentielle  $V'$  donnée par l'expression (A).

Lorsque  $\omega R$ , dans les mêmes conditions d'arrivée de l'air, est plus petit que  $V \tan \alpha$ , la vitesse tangentielle  $V'$  fournie par l'expression (A) devient négative. Ce résultat est, pratiquement, impossible et signifie simplement que, dans ce cas, les molécules pénètrent librement dans l'espace engendré par les ailes sans être rencontrées par celles-ci qui n'exercent aucune action sur elles, au moins à l'instant où elles s'engagent dans la région qui constitue le laboratoire utile de l'appareil. Ce désaccord entre le résultat de la formule et la réalité du phénomène provient de ce que cette formule a été construite dans l'hypothèse où les molécules d'air et les ailes seraient inséparables et devraient rester en contact même lorsque les ailes tendraient à diminuer la vitesse tangentielle des molécules par suite de l'impossibilité de séparation. Cette hypothèse est évidemment inexacte, puisque rien n'empêche une molécule de se détacher d'une aile lorsque sa vitesse tangentielle acquise le comporte, et il ne faut évidemment considérer l'expression (A) comme susceptible de fournir les vitesses tangentielles effectives, que pour les périodes de contact inévitable entre les ailes et les molécules d'air qui ont commencé à se mouvoir sur leur surface, c'est-à-dire pour les périodes d'accroissement continu de vitesse tangentielle de l'air. Cet accroissement peut, du reste, se produire suivant une loi quelconque et même se réduire à zéro, pourvu qu'il ne devienne pas négatif. Lorsqu'il devient négatif, l'air se détache des ailes et il

n'y a plus de relation nécessaire entre son mouvement et celui de ces ailes.

Lorsque l'air arrivant dans la direction du rayon, s'engage entre les ailes avec une vitesse qui lui permet d'échapper à l'action de la première partie de ces ailes, cette indépendance de mouvement ne peut se maintenir, pratiquement, que pendant un temps très court, pour plusieurs motifs. D'abord parce que la vitesse tangentielle des divers points des ailes augmente avec leurs distances au centre de rotation et que  $\omega R$  augmentant continuellement,  $V'$  doit rapidement atteindre une valeur positive; ensuite parce que la cause du mouvement de l'air du centre à la circonférence résidant, toute entière, dans l'action qu'il reçoit de la part des ailes, cette action doit se manifester assez tôt pour développer dans la masse d'air une tendance à se mouvoir du centre à la circonférence, suffisante pour équilibrer la dépression et produire la vitesse effective de sortie dans le sens du rayon. Dans les applications, il ne faut pas que le premier angle  $\alpha$  des palettes avec le rayon, soit plus grand que celui qui satisfait à l'équation  $\omega R = V \tan \alpha$ , sous peine de stériliser la partie interne des ailes. Si  $V \tan \alpha$  était plus grand que  $\omega R$ , on pourrait supprimer dans les ailes toute la partie située à l'intérieur de la surface cylindrique passant par les points de ces ailes où le premier contact s'établit entr'elles et l'air qu'elles sont destinées à faire pénétrer dans l'atmosphère.

Ainsi, par exemple, supposons que, dans un ventilateur à ailes droites inclinées, possédant une vitesse angulaire de  $10^m$  par seconde, un rayon intérieur de  $1^m$  et un rayon extérieur de  $2^m$ , l'air pénètre entre les ailes, dans la direction du rayon, avec une vitesse de  $4^m$  par seconde.

La condition d'entrée de l'air sans choc et de communication progressive de la vitesse tangentielle, donnerait :

$$\omega R = V \tan \alpha; \text{ d'où } \tan \alpha = \frac{10^m \cdot 1^m}{4} = 2,50.$$

Cette tangente correspond à un angle de  $68^{\circ}, 12'$  et l'extrémité intérieure des ailes devrait faire cet angle avec le rayon pour que l'air, à son entrée dans la région balayée par ces

ailes, ne fût pas brusquement emporté dans leur mouvement de rotation, tout en se mettant immédiatement en contact avec elles.

Si la vitesse  $V$  dépassait  $4^m$ , l'air échapperait à l'action des ailes à l'instant de son entrée et pourrait n'en être rencontré qu'à une distance de l'axe supérieure à  $1^m$ . Théoriquement et si le mouvement de l'air était dû à une autre cause que l'action du ventilateur, il pourrait traverser entièrement celui-ci en ligne droite, suivant le rayon et comme si les ailes n'existaient pas. Pratiquement, ce dernier résultat est impossible, puisqu'en supprimant l'action des ailes on supprimerait la cause du mouvement de l'air du centre à la circonférence, aucune autre force capable de produire ce mouvement n'existant dans ce genre d'appareil.

Lorsque l'angle  $\alpha$  que les ailes font avec le rayon, est nul, c'est-à-dire quand ces ailes sont placées suivant le rayon, l'expression (A) fournit

$$V' = \omega R - V \tan \alpha = \omega R.$$

La vitesse tangentielle de l'air est alors toujours égale à celle des ailes elles-mêmes, à toutes les distances de l'axe, et la vitesse angulaire de l'air en mouvement reste égale à celle du ventilateur pendant toute la traversée, quelle que soit la vitesse du fluide du centre à la circonférence.

Lorsque les ailes sont planes et inclinées sur le rayon, l'angle  $\alpha$  qu'elles font en chaque point avec le rayon mené à ce point, diminue d'une manière continue depuis leur extrémité intérieure jusqu'à leur extrémité extérieure, comme il est facile de le constater à la simple inspection de la figure 28. Il en résulte que la vitesse tangentielle  $V'$  croîtrait d'une manière continue si la vitesse  $V$  restait constante, et que cette vitesse  $V$  devrait aussi augmenter d'une manière continue pendant la traversée du ventilateur, pour que le fluide pût effectuer cette traversée, sans être emporté dans le mouvement de rotation et sans cesser d'être en contact avec les ailes.

Ainsi, par exemple, supposons que l'on ait (fig. 28) :

$ON = 1^m$ ;  $OK = 2^m$ ; l'angle  $\alpha$ , en  $N$ , égal à  $59^{\circ},02'$ ; et  $\omega = 10^m$ .

La valeur de  $\alpha$ , en  $K$ , sera donnée par la proportion



$$1^m : 2^m = ON : OK = \sin \alpha : \sin KNO = \sin \alpha : \sin 59^{\circ},02';$$

$$\sin \alpha = \frac{\sin. 59^{\circ},02'}{2}, \text{ ce qui correspond à } 25^{\circ},23'.$$

Pour connaître la vitesse qu'une molécule d'air arrivant en N, doit avoir dans la direction du rayon, pour se mettre en contact avec la première partie de l'aile sans recevoir d'impulsion, on poserait :

$$R = V \tan 59^{\circ},02'; \text{ d'où } V = \frac{10^m}{\tan 59^{\circ},02'} = 6^m.$$

Pour qu'elle échappât encore à l'impulsion en arrivant à l'extrémité de l'aile, on devrait avoir :

$$R = V \tan 25^{\circ},23'; \text{ d'où } V = \frac{10^m \cdot 2^m}{\tan 25^{\circ},23'} = 42^m,19.$$

Ainsi une molécule d'air traversant un tel ventilateur devrait arriver en N, suivant le rayon, avec une vitesse de  $6^m$  et augmenter progressivement de vitesse jusqu'à  $42^m,19$ , en suivant une loi que l'expression (A) pourrait fournir, pour faire cette traversée en ligne droite, sans participer au mouvement de rotation et sans se détacher de l'aile. On suppose que la molécule ne possède de vitesse tangentielle acquise à aucune époque de la traversée. Si elle recevait une impulsion qui lui imprimât une telle vitesse à quelque point de cette traversée, la molécule se détacherait de l'aile. Les vitesses  $V$  bien moindres que celles qui sont relatives aux considérations précédentes.

Dans ce cas, il ne faudrait plus considérer le point d'une aile en contact avec une molécule, que comme animé d'une vitesse tangentielle égale à la différence qui existerait entre sa propre vitesse tangentielle et celle de la molécule et, dans l'expression

$$R = V \tan \alpha,$$

$R$  deviendrait égal à cette différence des vitesses tangentielles, ce qui pourrait diminuer notablement la valeur de  $V$ . L'équation fournirait, dans ce cas, la vitesse  $V$  qui suspendrait l'impulsion de l'aile sur la molécule et celle-ci se détacherait de cette aile pour toute vitesse  $V$  plus grande dans la direction du rayon.

Tout ce qu'on a pu faire d'observations pratiques sur le

mouvement de l'air dans les ventilateurs de cette catégorie, tend à prouver que cette séparation des molécules d'air et de la palette qui les pousse, ne se produit jamais; parce que si l'action d'une aile sur une nappe fluide était suspendue pendant un temps très court, celle-ci diminuerait de vitesse dans le sens du rayon et dans le sens tangentiel, sous l'action des résistances qu'elle rencontre à son mouvement et elle serait immédiatement reprise et emportée de nouveau par l'aile dans son mouvement de rotation. En d'autres termes, quand un ventilateur débite un volume d'air déterminé qui s'en échappe sous la forme de nappes qui glissent le long de la face de chaque aile, la vitesse de ces nappes à des distances différentes de l'axe de rotation, doit être inversement proportionnelle à leur épaisseur, et cette vitesse de glissement ne devient jamais telle que les nappes se détachent des ailes; il y a toujours, pratiquement, action continue des ailes sur les nappes et accroissement de vitesse tangentielle de celles-ci pendant toute la traversée de l'appareil.

Dans les applications dont nous nous occuperons plus loin et pour lesquelles nous serons obligé de faire différentes hypothèses sur la valeur de la vitesse  $V$  de l'air dans le sens du rayon, nous serons averti que l'hypothèse ne peut être réalisée pratiquement, lorsqu'en déterminant les vitesses tangentielles  $V'$  à des distances de plus en plus grandes de l'axe de rotation, nous arriverons à une distance au-delà de laquelle ces vitesses tangentielles décroîtront. Ce résultat étant pratiquement impossible, il nous faudra, au moins à partir de cette distance, diminuer les valeurs hypothétiques des vitesses  $V$  jusqu'à la limite où les vitesses tangentielles  $V'$  redeviendront croissantes d'une manière continue depuis l'entrée de l'air dans le ventilateur jusqu'à sa sortie. Nous verrons plus tard comment cette observation peut être appliquée dans le calcul de certains appareils de cette catégorie.

En admettant l'exactitude de l'expression (A) dans les limites de vitesses  $V$  où il n'y a jamais séparation des ailes et des molécules d'air qu'elles ont commencé à emporter dans leur mouvement de rotation, on peut en tirer la valeur de la vitesse angulaire correspondante à chaque vitesse tangentielle  $V'$ .

Soit  $\omega$ , la vitesse angulaire correspondante à une vitesse tangentielle  $V'$  qui existe à une distance quelconque  $R$ , de l'axe de rotation ; il viendra :

$$V' = \omega R, R = \frac{V'}{\omega} \text{ tang } \alpha;$$

$$\text{d'où } \omega_1 = \omega - \frac{V \text{ tang } \alpha}{R}. \quad (B)$$

Telle est l'expression générale de la vitesse angulaire que possèdent, à toutes les distances de l'axe de rotation, les molécules d'air qui traversent un ventilateur à palettes inclinées, et cette expression se rapprochera d'autant plus de la réalité, que les palettes seront plus multipliées et les nappes d'air plus nombreuses et plus minces, pour que chacune se comporte le plus que possible comme si toutes les molécules d'air qui la constituent se trouvaient en contact avec l'aile qui la pousse.

En présence de l'impossibilité de multiplier indéfiniment les ailes d'un ventilateur pour qu'il fonctionne dans des conditions plus rapprochées de celles que nous avons adoptées ci-dessus, nous admettrons dans ce qui va suivre, une autre hypothèse un peu moins exacte, mais qui perdra de son inexactitude en multipliant les ailes dans la mesure que la pratique peut comporter, sans augmenter outre mesure les résistances que le frottement peut opposer au mouvement de l'air.

Supposons que l'on considère une masse d'air comprise entre deux ailes inclinées sur le rayon d'un ventilateur animé d'une vitesse angulaire  $\omega$ ; puis isolons par la pensée une petite partie de cette masse d'air, comprise entre deux surfaces cylindriques concentriques avec le ventilateur, et de rayons  $R'$  et  $R$  peu différents. On pourra admettre l'hypothèse que cette petite masse isolée est partagée en tranches très minces, par des plans faisant avec le rayon, au point où ils sont menés, un angle égal à l'angle que l'aile fait avec le rayon au point situé à la même distance de l'axe.

Dans ces conditions, chaque tranche de la petite masse d'air comprise entre les deux surfaces cylindriques, constituera une sorte d'aile poussant la tranche qui la précède, exactement comme la partie correspondante de l'aile pousse la tranche avec laquelle elle est en contact immédiat et, dans toute l'étendue de

la petite masse isolée, les vitesses tangentielle et les vitesses angulaires seront les mêmes à la même distance de l'axe, si la vitesse suivant le rayon du ventilateur est la même à travers chacune des surfaces cylindriques qui comprennent entre elles la masse d'air que l'on considère.

Soient :  $a$  l'angle de l'aile avec le plus grand rayon  $R'$ ,  
 $a'$  l'angle de la même aile avec le plus petit rayon  $R$ ,  
 $V$  la vitesse suivant le rayon, à la distance  $R'$ ,  
 $V_1$  la vitesse suivant le rayon, à la distance  $R$ ,  
 $u_1$  la vitesse angulaire de la masse d'air isolée à la distance  $R'$ ,  
 $u_{11}$  la vitesse angulaire de la même masse à la distance  $R$ .

On aura, d'après l'expression (B),

$$u_1 = u - \frac{V}{R'} \tan a,$$

$$u_{11} = u - \frac{V_1}{R} \tan a',$$

et l'on pourra admettre que la tranche d'air cylindrique, d'épaisseur  $R' - R$ , est toute entière animée de la vitesse angulaire commune

$$\frac{u_1 + u_{11}}{2} = u - \frac{V}{2R'} \tan a - \frac{V_1}{2R} \tan a'.$$

Dans ce cas, d'après les résultats démontrés dans la théorie du ventilateur à force centrifuge seulement, la force centrifuge de la tranche cylindrique considérée, équivaudrait à une colonne d'air de hauteur  $h$  représentée par l'expression

$$h = \left( \frac{u_1 + u_{11}}{2} \right)^2 \frac{R'^2 - R^2}{2g}.$$

En partageant toute la masse d'air comprise entre deux ailes et emportée dans le mouvement de rotation du ventilateur, en tranches cylindriques minces et en déterminant, comme nous venons de le faire, la hauteur de la colonne d'air équivalente à la force centrifuge développée dans chacune de ces tranches, la somme de ces hauteurs partielles fournira, avec une grande approximation, la hauteur totale de la colonne équivalente à la force centrifuge totale de la masse d'air en mouvement. C'est

cette hauteur totale qui, conjointement avec la hauteur due à l'impulsion directe dont il sera question tout à l'heure, doit faire équilibre à la dépression créée par l'action du ventilateur et produire la vitesse de sortie de l'air dans le sens du rayon de l'appareil.

En analysant l'expression (B) de la vitesse angulaire à toutes les distances de l'axe de rotation, on voit que cette vitesse angulaire est d'autant plus faible et les effets de force centrifuge, d'autant moins prononcés, que la vitesse  $V$  suivant le rayon est plus grande et que l'angle  $\alpha$  est plus ouvert; de sorte que, dans ces ventilateurs, l'action de la force centrifuge diminue à mesure que l'air débité se meut plus rapidement le long des ailes et que ces ailes font un plus grand angle avec le rayon.

Toutes ces considérations sont évidemment aussi applicables à la nappe d'air plus ou moins épaisse qui glisse le long de chaque aile, pendant la marche des ventilateurs, qu'à une nappe qui occuperait tout l'intervalle de deux ailes et qui serait en mouvement du centre à la circonférence dans toute l'étendue des diverses sections de cet intervalle par des surfaces cylindriques concentriques avec l'axe de rotation; dans ce dernier cas, les vitesses  $V$  suivant le rayon, seraient moindres que dans le premier pour le même volume d'air débité et, toujours pour le même volume, les effets de force centrifuge atteindraient leur valeur maxima.

Lorsque l'angle  $\alpha$  devient zéro, l'aile prend la direction du rayon, l'expression (B) fournit  $u_1 = u$  et la force centrifuge totale développée devient indépendante de la vitesse  $V$  de la nappe d'air débitée, suivant le rayon; il en résulte encore évidemment que cette force centrifuge devient indépendante du volume d'air débité par le ventilateur.

Supposons maintenant que les ailes d'un ventilateur, au lieu d'être inclinées sur le rayon dans le sens opposé au mouvement, soient au contraire inclinées à l'avant de ce mouvement, ou bien, ce qui revient au même, qu'un ventilateur dont les ailes sont représentées par la figure (27), vienne à tourner en sens inverse de sa rotation ordinaire, et conservons lui la même vitesse an-

gulaire et la même vitesse  $V$  de la nappe d'air qu'il débite suivant le rayon, dans ces nouvelles conditions de marche.

Pendant que le point  $D$  de la palette  $HG$  décrit le petit arc  $DA$  dans la  $n^{\text{me}}$  partie d'une seconde, ou l'angle au centre  $EOC$ , une molécule d'air partie de  $D$  et animée de la vitesse  $V$  suivant le rayon, décrira dans cette direction le chemin  $AC = \frac{V}{n}$  et arrivera en  $B$  après avoir décrit l'angle au centre  $EOB$  dans le même temps. En appliquant à ce cas le raisonnement qui nous a conduit à l'expression de la vitesse tangentielle

$$V' = uR - V \tan a,$$

on arrive à l'expression

$$V' = uR + V \tan a \quad (C)$$

qui ne diffère de la première que par le signe de  $V \tan a$ .

Ici la diminution de vitesse tangentielle des molécules d'air relativement à la vitesse tangentielle des points de l'aile qui les poussent, se transforme en un accroissement de vitesse tangentielle, exactement égal.

Il en est encore de même de la vitesse angulaire qui devient :

$$u_1 = u + \frac{V}{R} \tan a. \quad (D)$$

On pourra appliquer, de la même manière que ci-dessus, cette expression de la vitesse angulaire à toutes les distances de l'axe de rotation, à la détermination de la hauteur totale de la colonne d'air équivalente à la force centrifuge développée dans ces nouvelles conditions de fonctionnement d'un ventilateur à ailes inclinées, et nous en donnerons un exemple plus loin.

#### *Effets de l'impulsion directe.*

(Fig. 29) Considérons trois points infiniment rapprochés,  $A, B, C$ , d'une aile droite inclinée sur le rayon, et désignons par  $a$  et  $a'$  les angles que cette aile fait avec les rayons menés aux points  $A$  et  $B$ ; et par  $R$  la distance  $AO$ .

Le triangle  $ADO$  fournira :

$$r : R = \sin a : \sin D ; \text{ d'où } \sin a = \sin D \frac{r}{R}.$$

Le triangle  $BDO$  donnera également :

$r : R + Az = \sin a' : \sin D$  ; d'où  $\sin a' = \sin D \frac{r}{R + Az}$  ;  
 on tire de ces deux équations,

$$\sin a : \sin a' = R + Az : R.$$

Quand la différence des angles  $a$  et  $a'$  est infiniment petite, on peut admettre que les tangentes sont entr'elles comme les sinus, ce qui donnera la proportion,

$$\text{tang } a : \text{tang } a' = R + Az : R.$$

L'accroissement  $Az$  du rayon  $R$  peut représenter le chemin parcouru pendant une partie infiniment petite,  $\frac{1}{n}$ , de la seconde, dans la direction du centre à la circonférence du ventilateur, par une molécule d'air animée dans cette direction de la vitesse  $V$  par seconde, ce qui donnera  $Az = \frac{V}{n}$  ; la proportion ci-dessus fournira alors l'équation

$$\text{tang } a' = \text{tang } a \frac{R}{R + \frac{V}{n}}.$$

cela posé, on aura pour vitesse tangentielle,

$$\text{en A, } \dots \dots \dots V' = uR - V \text{ tang } a$$

$$\text{en B, } \dots \dots V' = u \left( R + \frac{V}{n} \right) - V \text{ tang } a \frac{R}{R + \frac{V}{n}};$$

de sorte que l'accroissement de vitesse tangentielle dans une partie infiniment petite,  $\frac{1}{n}$ , de la seconde, sera représenté par

la différence de ces deux vitesses tangentielles, qui est égale à

$$u \left( R + \frac{V}{n} \right) - V \text{ tang } a \frac{R}{R + \frac{V}{n}} - uR + V \text{ tang } a,$$

qui se réduit à :

$$\frac{uV}{n} + \frac{V \text{ tang } a \frac{V}{n}}{R + \frac{V}{n}}.$$

Si cet accroissement de vitesse se continuait pendant une seconde entière, suivant la loi du mouvement uniformément accéléré, il serait  $n$  fois plus grand, ou

$$uV + \frac{V^2 \operatorname{tang} a}{R + \frac{V}{n}};$$

et comme  $\frac{V}{n}$  est infiniment petit relativement à  $R$ , on peut le négliger, ce qui donne pour accroissement de vitesse tangentielle par seconde, due à l'impulsion de la palette, à la distance  $R$  de l'axe,

$$uV + \frac{V^2 \operatorname{tang} a}{R}.$$

Or, d'après les éléments de mécanique, la force  $F'$  capable de produire cet accroissement de vitesse par seconde, sur une masse d'air  $m$ , est égale au produit de la masse par l'accroissement de vitesse, ce qui donne

$$F' = muV + \frac{mV^2 \operatorname{tang} a}{R}.$$

(Fig. 29) Mais la pression des surfaces solides sur les fluides est toujours normale à ces surfaces quelle que soit la direction de leur mouvement, d'après les lois de l'hydrodynamique ; il en résulte que l'effort tangentiel  $F'$  exercé par la palette inclinée contre la masse d'air  $m$ , provient d'une pression  $F''$  normale à cette palette et qui a une seconde composante  $F$  dans le sens du rayon. C'est cette dernière composante qui est la mesure de l'influence de l'impulsion directe sur la ventilation.

Représentant par  $EN$  la force  $F'$ ,

$EG$  représentera la force  $F''$

et  $EH$  la force  $F$ .

On aura alors :

$$F : F' = \sin a : \cos a ; \text{ d'où } F = F' \operatorname{tang} a,$$

et, en substituant à  $F'$  sa valeur ci-dessus,

$$F = muV \operatorname{tang} a + \frac{mV^2 \operatorname{tang}^2 a}{R}.$$



Enfin, si l'on désigne par  $p$  le poids de la masse d'air  $m$ , cette expression deviendra

$$F = \frac{p u V \operatorname{tang} a}{g} + \frac{p V^2 \operatorname{tang}^2 a}{R g},$$

et finalement

$$(E) \quad F = 0,102 p u V \operatorname{tang} a + 0,102 p \frac{V^2 \operatorname{tang}^2 a}{R}.$$

Cette valeur de  $F$  représente l'effort qui agit sur chaque petite masse d'air pour la faire mouvoir dans la direction du rayon et du centre à la circonférence. Cet effort s'exerce sur l'air que débite l'appareil, en même temps que la force centrifuge, et contribue pour une part plus ou moins considérable à équilibrer la dépression et à produire la vitesse avec laquelle l'air s'échappe du ventilateur.

Lorsque l'angle  $a$  est égal à zéro, ou lorsque la palette est placée suivant le rayon,  $\operatorname{tang} a$  devient nulle et la valeur de  $F$  égale à zéro ; l'impulsion directe est alors annulée et il ne reste que la force centrifuge pour produire la ventilation.

Lorsque la vitesse  $V$  suivant le rayon, devient nulle, c'est-à-dire lorsque le ventilateur ne débite point d'air malgré son mouvement de rotation et ne fait qu'équilibrer la dépression,  $F$  devient également nul et les effets de l'impulsion sont encore annulés. Dans ce cas, les palettes, de quelque façon qu'elles soient placées, tournent en emportant toujours le même air dans leur mouvement, et cet air ayant acquis la même vitesse angulaire qu'elles, il n'y a plus entr'eux ni action ni réaction.

Les effets de l'impulsion directe, comme l'indique l'expression (E), croissent rapidement à mesure que la vitesse  $V$  et l'angle  $a$  augmentent, et diminuent à mesure que ces éléments d'action deviennent plus petits ; mais seulement jusqu'à la limite de vitesse  $V$  et d'angle  $a$ , à laquelle la vitesse  $V$  devient suffisante pour que la lame d'air se détache de la palette et se trouve soustraite à son action. Cet effet, à moins d'une flexion brusque de la palette vers son extrémité extérieure, ne se produit pas dans la pratique et toutes les observations tendent à faire admettre qu'il y a toujours impulsion d'un bout à l'autre de

ailes, ne fût pas brusquement emporté dans leur mouvement de rotation, tout en se mettant immédiatement en contact avec elles.

Si la vitesse  $V$  dépassait  $4^m$ , l'air échapperait à l'action des ailes à l'instant de son entrée et pourrait n'en être rencontré qu'à une distance de l'axe supérieure à  $1^m$ . Théoriquement et si le mouvement de l'air était dû à une autre cause que l'action du ventilateur, il pourrait traverser entièrement celui-ci en ligne droite, suivant le rayon et comme si les ailes n'existaient pas. Pratiquement, ce dernier résultat est impossible, puisqu'en supprimant l'action des ailes on supprimerait la cause du mouvement de l'air du centre à la circonférence, aucune autre force capable de produire ce mouvement n'existant dans ce genre d'appareil.

Lorsque l'angle  $\alpha$  que les ailes font avec le rayon, est nul, c'est-à-dire quand ces ailes sont placées suivant le rayon, l'expression (A) fournit

$$V' = \alpha R - V \tan \alpha = \alpha R.$$

La vitesse tangentielle de l'air est alors toujours égale à celle des ailes elles-mêmes, à toutes les distances de l'axe, et la vitesse angulaire de l'air en mouvement reste égale à celle du ventilateur pendant toute la traversée, quelle que soit la vitesse du fluide du centre à la circonférence.

Lorsque les ailes sont planes et inclinées sur le rayon, l'angle  $\alpha$  qu'elles font en chaque point avec le rayon mené à ce point, diminue d'une manière continue depuis leur extrémité intérieure jusqu'à leur extrémité extérieure, comme il est facile de le constater à la simple inspection de la figure 28. Il en résulte que la vitesse tangentielle  $V'$  croîtrait d'une manière continue si la vitesse  $V$  restait constante, et que cette vitesse  $V$  devrait aussi augmenter d'une manière continue pendant la traversée du ventilateur, pour que le fluide pût effectuer cette traversée, sans être emporté dans le mouvement de rotation et sans cesser d'être en contact avec les ailes.

Ainsi, par exemple, supposons que l'on ait (fig. 28) :  
 $ON = 1^m$  ;  $OK = 2^m$  ; l'angle  $\alpha$ , en  $N$ , égal à  $59^{\circ}02'$  ; et  $\alpha = 10^{\circ}$ .

La valeur de  $\alpha$ , en  $K$ , sera donnée par la proportion

$1^m : 2^m = ON : OK = \sin a : \sin KNO = \sin a : \sin 59^{\circ},02'$ ;  
 d'où  $\sin a = \frac{\sin. 59^{\circ},02'}{2}$ , ce qui correspond à  $25^{\circ},23'$ .

Pour connaître la vitesse  $V$  qu'une molécule d'air arrivant en  $N$ , devrait posséder dans la direction du rayon, pour se mettre en contact avec la première partie de l'aile sans recevoir d'impulsion, on poserait :

$$* R = V \tan 59^{\circ},02'; \text{ d'où } V = \frac{10^m.1}{\tan 59^{\circ},06'} = 6^m.$$

Pour qu'elle échappât encore à l'impulsion, en arrivant à l'extrémité de l'aile, on devrait avoir :

$$* R = V \tan 25^{\circ},23'; \text{ d'où } V = \frac{10^m.2^m}{\tan 25^{\circ},23'} = 42^m,19.$$

Ainsi une molécule d'air traversant un tel ventilateur, devrait arriver en  $N$ , suivant le rayon, avec une vitesse de  $6^m$  et augmenter progressivement de vitesse jusqu'à  $42^m,19$ , en suivant une loi que l'expression (A) pourrait fournir, pour faire cette traversée en ligne droite, sans participer au mouvement de rotation et sans se détacher de l'aile. On suppose ici que la molécule ne possède de vitesse tangentielle acquise, à aucune époque de la traversée, car si elle recevait une impulsion qui lui imprimât une telle vitesse en quelque point de cette traversée, la molécule se détacherait de l'aile sous des vitesses  $V$  bien moindres que celles qui sont relatives aux considérations précédentes.

Dans ce cas, il ne faudrait plus considérer le point d'une aile en contact avec une molécule, que comme animé d'une vitesse tangentielle égale à la différence qui existerait entre sa propre vitesse tangentielle et celle de la molécule et, dans l'expression

$$* R = V \tan a,$$

$* R$  deviendrait égal à cette différence des vitesses tangentielles, ce qui pourrait diminuer notablement la valeur de  $V$ . L'équation fournirait, dans ce cas, la vitesse  $V$  qui suspendrait l'impulsion de l'aile sur la molécule et celle-ci se détacherait de cette aile pour toute vitesse  $V$  plus grande dans la direction du rayon.

Tout ce qu'on a pu faire d'observations pratiques sur le

mouvement de l'air dans les ventilateurs de cette catégorie, tend à prouver que cette séparation des molécules d'air et de la palette qui les pousse, ne se produit jamais; parce que si l'action d'une aile sur une nappe fluide était suspendue pendant un temps très court, celle-ci diminuerait de vitesse dans le sens du rayon et dans le sens tangentiel, sous l'action des résistances qu'elle rencontre à son mouvement et elle serait immédiatement reprise et emportée de nouveau par l'aile dans son mouvement de rotation. En d'autres termes, quand un ventilateur débite un volume d'air déterminé qui s'en échappe sous la forme de nappes qui glissent le long de la face de chaque aile, la vitesse de ces nappes à des distances différentes de l'axe de rotation, doit être inversement proportionnelle à leur épaisseur, et cette vitesse de glissement ne devient jamais telle que les nappes se détachent des ailes; il y a toujours, pratiquement, action continue des ailes sur les nappes et accroissement de vitesse tangentielle de celles-ci pendant toute la traversée de l'appareil.

Dans les applications dont nous nous occuperons plus loin et pour lesquelles nous serons obligé de faire différentes hypothèses sur la valeur de la vitesse  $V$  de l'air dans le sens du rayon, nous serons averti que l'hypothèse ne peut être réalisée pratiquement, lorsqu'en déterminant les vitesses tangentielles  $V'$  à des distances de plus en plus grandes de l'axe de rotation, nous arriverons à une distance au-delà de laquelle ces vitesses tangentielles décroîtront. Ce résultat étant pratiquement impossible, il nous faudra, au moins à partir de cette distance, diminuer les valeurs hypothétiques des vitesses  $V$  jusqu'à la limite où les vitesses tangentielles  $V'$  redeviendront croissantes d'une manière continue depuis l'entrée de l'air dans le ventilateur jusqu'à sa sortie. Nous verrons plus tard comment cette observation peut être appliquée dans le calcul de certains appareils de cette catégorie.

En admettant l'exactitude de l'expression (A) dans les limites de vitesses  $V$  où il n'y a jamais séparation des ailes et des molécules d'air qu'elles ont commencé à emporter dans leur mouvement de rotation, on peut en tirer la valeur de la vitesse angulaire correspondante à chaque vitesse tangentielle  $V'$ .

Soit  $\omega$ , la vitesse angulaire correspondante à une vitesse tangentielle  $V'$  qui existe à une distance quelconque  $R$ , de l'axe de rotation ; il viendra :

$$V' = \omega R, R = \frac{V}{\omega \tan \alpha};$$

$$\text{d'où } \omega = \frac{V \tan \alpha}{R}. \quad (B)$$

Telle est l'expression générale de la vitesse angulaire que possèdent, à toutes les distances de l'axe de rotation, les molécules d'air qui traversent un ventilateur à palettes inclinées, et cette expression se rapprochera d'autant plus de la réalité, que les palettes seront plus multipliées et les nappes d'air plus nombreuses et plus minces, pour que chacune se comporte le plus que possible comme si toutes les molécules d'air qui la constituent se trouvaient en contact avec l'aile qui la pousse.

En présence de l'impossibilité de multiplier indéfiniment les ailes d'un ventilateur pour qu'il fonctionne dans des conditions plus rapprochées de celles que nous avons adoptées ci-dessus, nous admettrons dans ce qui va suivre, une autre hypothèse un peu moins exacte, mais qui perdra de son inexactitude en multipliant les ailes dans la mesure que la pratique peut comporter, sans augmenter outre mesure les résistances que le frottement peut opposer au mouvement de l'air.

Supposons que l'on considère une masse d'air comprise entre deux ailes inclinées sur le rayon d'un ventilateur animé d'une vitesse angulaire  $\omega$ ; puis isolons par la pensée une petite partie de cette masse d'air, comprise entre deux surfaces cylindriques concentriques avec le ventilateur, et de rayons  $R'$  et  $R$  peu différents. On pourra admettre l'hypothèse que cette petite masse isolée est partagée en tranches très minces, par des plans faisant avec le rayon, au point où ils sont menés, un angle égal à l'angle que l'aile fait avec le rayon au point situé à la même distance de l'axe.

Dans ces conditions, chaque tranche de la petite masse d'air comprise entre les deux surfaces cylindriques, constituera une sorte d'aile poussant la tranche qui la précède, exactement comme la partie correspondante de l'aile pousse la tranche avec laquelle elle est en contact immédiat et, dans toute l'étendue de

la petite masse isolée, les vitesses tangentielles et les vitesses angulaires seront les mêmes à la même distance de l'axe, si la vitesse suivant le rayon du ventilateur est la même à travers chacune des surfaces cylindriques qui comprennent entr'elles la masse d'air que l'on considère.

Soient :  $a$  l'angle de l'aile avec le plus grand rayon  $R'$ ,  
 $a'$  l'angle de la même aile avec le plus petit rayon  $R$ ,  
 $V$  la vitesse suivant le rayon, à la distance  $R'$ ,  
 $V_1$  la vitesse suivant le rayon, à la distance  $R$ ,  
 $u$  la vitesse angulaire de la masse d'air isolée à la distance  $R'$ ,  
 $u_1$  la vitesse angulaire de la même masse à la distance  $R$ .

On aura, d'après l'expression (B),

$$u_1 = u - \frac{V}{R'} \tan a,$$

$$u_{11} = u - \frac{V_1}{R} \tan a',$$

et l'on pourra admettre que la tranchée d'air cylindrique, d'épaisseur  $R' - R$ , est toute entière animée de la vitesse angulaire commune

$$\frac{u_1 + u_{11}}{2} = u - \frac{V}{2R'} \tan a - \frac{V_1}{2R} \tan a'.$$

Dans ce cas, d'après les résultats démontrés dans la théorie du ventilateur à force centrifuge seulement, la force centrifuge de la tranche cylindrique considérée, équivaudrait à une colonne d'air de hauteur  $h$  représentée par l'expression

$$h = \left( \frac{u_1 + u_{11}}{2} \right)^2 \frac{R'^2 - R^2}{2g}.$$

En partageant toute la masse d'air comprise entre deux ailes et emportée dans le mouvement de rotation du ventilateur, en tranches cylindriques minces et en déterminant, comme nous venons de le faire, la hauteur de la colonne d'air équivalente à la force centrifuge développée dans chacune de ces tranches, la somme de ces hauteurs partielles fournira, avec une grande approximation, la hauteur totale de la colonne équivalente à la force centrifuge totale de la masse d'air en mouvement. C'est

cette hauteur totale qui, conjointement avec la hauteur due à l'impulsion directe dont il sera question tout à l'heure, doit faire équilibre à la dépression créée par l'action du ventilateur et produire la vitesse de sortie de l'air dans le sens du rayon de l'appareil.

En analysant l'expression (B) de la vitesse angulaire à toutes les distances de l'axe de rotation, on voit que cette vitesse angulaire est d'autant plus faible et les effets de force centrifuge, d'autant moins prononcés, que la vitesse  $V$  suivant le rayon est plus grande et que l'angle  $\alpha$  est plus ouvert; de sorte que, dans ces ventilateurs, l'action de la force centrifuge diminue à mesure que l'air débité se meut plus rapidement le long des ailes et que ces ailes font un plus grand angle avec le rayon.

Toutes ces considérations sont évidemment aussi applicables à la nappe d'air plus ou moins épaisse qui glisse le long de chaque aile, pendant la marche des ventilateurs, qu'à une nappe qui occuperait tout l'intervalle de deux ailes et qui serait en mouvement du centre à la circonférence dans toute l'étendue des diverses sections de cet intervalle par des surfaces cylindriques concentriques avec l'axe de rotation; dans ce dernier cas, les vitesses  $V$  suivant le rayon, seraient moindres que dans le premier pour le même volume d'air débité et, toujours pour le même volume, les effets de force centrifuge atteindraient leur valeur maxima.

Lorsque l'angle  $\alpha$  devient zéro, l'aile prend la direction du rayon, l'expression (B) fournit  $u_1 = u$  et la force centrifuge totale développée devient indépendante de la vitesse  $V$  de la nappe d'air débitée, suivant le rayon; il en résulte encore évidemment que cette force centrifuge devient indépendante du volume d'air débité par le ventilateur.

Supposons maintenant que les ailes d'un ventilateur, au lieu d'être inclinées sur le rayon dans le sens opposé au mouvement, soient au contraire inclinées à l'avant de ce mouvement, ou bien, ce qui revient au même, qu'un ventilateur dont les ailes sont représentées par la figure (27), vienne à tourner en sens inverse de sa rotation ordinaire, et conservons lui la même vitesse an-

point exiger de connaissances mathématiques très avancées et d'être applicables à toutes les variations de la vitesse  $V$  de l'air, suivant le rayon; même lorsque ces variations ne sont connues qu'empiriquement.

---

Nous allons montrer maintenant comment on peut faire usage de ces principes généraux dans les différents cas de calcul d'un ventilateur, qui peuvent se présenter.

Nous supposons que l'on ait reconnu par des observations préliminaires, qu'une mine qu'il s'agit de ventiler à l'aide d'un appareil à force centrifuge et à impulsion directe, non enveloppé, peut fournir, par seconde, 15 mètres cubes d'air dont on a besoin, lorsque l'on crée à la partie supérieure du puits de retour d'air, une dépression de 50 millimètres d'eau.

Le ventilateur que l'on veut employer pour produire cette ventilation, doit avoir 1<sup>m</sup> de largeur, 2<sup>m</sup> de diamètre intérieur, 5<sup>m</sup> de diamètre extérieur et l'on veut connaître le nombre de tours qu'il devra faire dans les diverses conditions suivantes :

1° Lorsqu'il aura les ailes placées suivant le rayon.

2° Lorsque ces ailes seront planes et inclinées de 78° sur le rayon, à leur naissance ou sur la circonférence intérieure du ventilateur.

3° Lorsque le même ventilateur à ailes planes tournera à rebours, ou avec les ailes inclinées à l'avant.

4° Lorsque les ailes seront courbes et feront, dans tout leur développement, un angle de 70° avec le rayon.

5° Lorsque les ailes seront courbes et feront, dans tout leur développement, un angle de 83° avec le rayon.

Ces courbes à angle constant avec le rayon, peuvent être engendrées par le mouvement d'un point sur un rayon qui tourne autour du centre d'une circonférence avec une vitesse angulaire constante, la vitesse du point mobile croissant proportionnellement à sa distance à l'axe de rotation.

L'expérience a démontré que lorsqu'un semblable ventilateur a ses ailes inclinées sur le rayon, comme lorsqu'elles sont pla-



cées suivant ce rayon, il y a, pendant son mouvement, des rentrées considérables d'air extérieur, à l'arrière de chaque aile. La nappe d'air qui pénètre dans l'intervalle de deux ailes par le centre de l'appareil, s'aplatit contre l'aile qui la pousse et forme le long de cette aile un courant plus ou moins rapide que l'on peut nommer courant utile et qui co-existe avec un second courant qui vient de l'extérieur le long du revers de l'aile qui le précède dans le sens du mouvement. Ce second courant se recourbe dans l'intervalle des deux ailes, à une profondeur plus ou moins grande, et parfois même dépasse le rebord intérieur de ces ailes, principalement quand celles-ci ne sont pas assez nombreuses ; puis il se réunit au courant utile dont l'épaisseur se trouve augmentée en apparence. On peut nommer courant nuisible cette nappe d'air qui pénètre entre les ailes d'une manière continue pour être immédiatement rejetée dans l'atmosphère d'où elle est venue, et il est possible de la supprimer en fermant le pourtour du ventilateur sur toute la partie dans laquelle ce double courant nuisible se manifeste ; c'est ce qui a été fait, comme nous l'avons vu, et avec beaucoup d'avantages, dans le ventilateur de M. Lambert.

L'existence du courant nuisible peut accroître, dans une proportion considérable, le travail qu'il faut transmettre à l'appareil pour produire un effet utile déterminé, mais il n'empêche pas le courant utile de subir toutes les actions de force centrifuge et d'impulsion directe qui correspondent à la vitesse angulaire qu'il possède à différentes distances de l'axe de rotation et à la composante suivant le rayon, des pressions normales qu'il reçoit de la part de l'aile qui le pousse. Ce double courant nuisible devient de plus en plus prononcé, à mesure que le courant utile diminue d'importance, et il atteint son maximum d'intensité quand on ferme tout à fait le conduit qui amène l'air de la mine au centre du ventilateur pour supprimer tout à fait le courant utile. Le travail que consomme l'appareil dans ce dernier cas, reste presque aussi considérable que lorsqu'il fonctionne utilement et il est employé tout entier à surmonter des résistances passives et à produire dans l'atmosphère environnante les remous et tourbillons qui

résultent du double courant qui subsiste dans chaque intervalle de deux ailes et qui s'alimente par la circonférence du ventilateur.

Néanmoins nous pensons, en vertu de l'observation qui précède, que l'on peut apprécier les effets de force centrifuge et d'impulsion directe sur la nappe utile, comme si le courant nuisible était supprimé et qu'il n'existât entre l'extérieur et l'intérieur du ventilateur, d'autre communication qu'un canal qui aurait exactement la forme du courant utile.

D'autre part, comme les effets de force centrifuge et d'impulsion directe, dans les appareils munis d'ailes inclinées sur le rayon, sont essentiellement dépendants de la vitesse avec laquelle la lame fluide glisse le long de ces ailes, d'après les principes que nous avons posés ci-dessus, nous serons obligés d'admettre certaines hypothèses sur la vitesse de cette lame dans le sens du rayon et aux diverses distances de l'axe de rotation. Cette vitesse qui peut varier depuis l'entrée de l'air dans le ventilateur jusqu'à sa sortie, sera dépendante de la forme un peu arbitraire que nous assignerons au courant utile, puisque sa vitesse à différentes distances de l'axe, doit être inversement proportionnelle à la section que nous lui supposerons à ces distances.

C'est là le point qui reste et qui restera peut-être encore longtemps obscur, dans la théorie de ces appareils, à cause de la difficulté d'organiser des moyens de vérification. L'expérience a bien démontré que la lame fluide qui glisse le long des ailes était souvent fort mince à sa sortie, et il était aisé de le constater à simple vue par l'épaisseur des courants rentrants mise en évidence par les petits corps légers que l'on abandonnait à l'action de ces courants sur un point quelconque du pourtour de ces ventilateurs; mais il y a loin de cette constatation grossière d'un amincissement considérable de la nappe qui pénètre dans l'intervalle de deux ailes, à la connaissance complète de la forme de cette nappe suivant la vitesse de rotation et suivant le volume d'air que débite l'appareil et la dépression dont il est la cause. Néanmoins après avoir fait nos calculs dans une hypothèse déterminée concernant la forme de la nappe

fluide, nous indiquerons les modifications qui se produiraient dans les effets généraux de ces ventilateurs, si la nappe utile devenait plus épaisse et la vitesse suivant le rayon, plus faible, ou si cette nappe devenait plus mince et la vitesse suivant le rayon, plus grande; nous pourrions ainsi reconnaître les limites des erreurs possibles dans l'appréciation des résultats probables de ces appareils.

Nous admettrons que ces ventilateurs ont, chacun, 6 ailes. Comme la circonférence à laquelle ces ailes aboutissent intérieurement, a  $1^m$  de rayon, l'écart de deux ailes sur cette circonférence sera également de  $1^m$  et la nappe fluide qui s'engage entre elles aura la même épaisseur. Cette nappe fluide s'amincira à partir de ce point, jusqu'à sa sortie où elle n'aura plus alors que  $0^m,25$  d'épaisseur. Cet amincissement sera supposé en progression arithmétique d'un bout à l'autre de la lame, et sera compté, non dans le sens normal aux palettes, mais dans les sections de cette nappe par des surfaces cylindriques concentriques avec l'axe de rotation.

(fig.30) Ainsi, par exemple, en coupant la nappe fluide  $MK \text{ } n \text{ } z \text{ } x$  par des surfaces cylindriques, en 15 tranches de  $0^m10$  d'épaisseur chacune, la longueur  $MK$  de la première, sera de  $1^m$ , la longueur  $x \text{ } z$  de la dernière, sera de  $0^m,25$ , et les longueurs des tranches cylindriques intermédiaires iront en diminuant d'une quantité constante égale à  $0^m,05$  depuis la première jusqu'à la dernière. Nous donnons ci-après le tableau des diverses épaisseurs de la nappe utile dans les surfaces cylindriques qui la partagent en 15 tranches d'égale épaisseur dans le sens du rayon, et les vitesses de cette nappe utile en traversant ces surfaces cylindriques, pour un volume d'air de 15 mètres cubes par seconde.

Distance, en mètre, à l'axe de rotation.	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
Épaisseur, en mètre, de la lame utile, mesurée sur la corde de la tranche circulaire.	4,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25
Vitesse, en mètre, de la lame à travers la surface cylindrique.	1,666	1,734	1,851	1,960	2,082	2,222	2,380	2,564	2,777	3,030	3,333	3,703	4,166	4,761	5,555	6,666

Nous n'adopterons cette loi d'aminçissement de la nappe utile que pour les ventilateurs à ailes planes et nous montrerons à quelles conséquences elle conduirait dans les ventilateurs à ailes courbes dont nous avons donné l'angle constant avec le rayon.

La vitesse de sortie de l'air suivant le rayon, étant de 6<sup>m</sup>,666 pour les ventilateurs à ailes planes, la hauteur génératrice de cette vitesse sera :

$$h = \frac{V^2}{2g} = 0,051 (6,666)^2 = 2^m,266.$$

Comme, d'autre part, ils doivent équilibrer une dépression de 0<sup>m</sup>,05 d'eau, celle-ci équivaudra à une colonne d'air qui aurait pour hauteur :

$$0^m, 05 \frac{1000^{kil}}{1^k,20} = 41^m,666,$$

en supposant que l'air pèse 1<sup>kil</sup>,20 le mètre cube.

Il en résulte que ces ventilateurs devront, tant par l'action de la force centrifuge que par l'action de l'impulsion directe du centre à la circonférence, créer dans cette direction, une tendance au mouvement équivalente à une colonne d'air de

$$2^m,266 + 41^m,666 = 43^m,932 \text{ de hauteur.}$$

1<sup>er</sup> CAS. *Ventilateur avec ailes placées suivant le rayon.*

Ce cas est le plus simple de tous, et nous l'avons longuement étudié dans le chapitre qui concerne les ventilateurs qui ne fonctionnent que sous l'action de la force centrifuge.

La vitesse angulaire sera donnée par l'expression

$$\frac{u^2}{2g} (R'^2 - R^2) = H.$$

Dans le cas particulier qui nous occupe, nous connaissons les variables suivantes :

$$R' = 2^m,50; R = 1^m; H = 43^m,932,$$

On obtient alors  $u^2 = \frac{19,62.43,932}{6,25 - 1} = 164,18$ ; d'où  $u = 12^m,81$ .

Le nombre de tours par minute, N, que le ventilateur devra faire, sera donné par l'équation

$$2\pi. 1^m N = 60''. 12^m,81; \text{ d'où } N = \frac{12,81}{0,1047} = 122,34 \text{ tours.}$$

La vitesse de ce ventilateur à sa circonférence, serait

$$u R' = 12,81. 2^m,50 = 32^m,05.$$

La vitesse de l'air suivant le rayon, à sa sortie, étant de 6<sup>m</sup>,666, la vitesse absolue de cet air en abandonnant le ventilateur, serait la résultante de ces deux vitesses rectangulaires, et le carré de cette résultante aurait pour valeur

$$(32,05)^2 + (6,666)^2 = 1071,65.$$

En admettant que la masse d'air qui s'échappe par seconde et dont le volume est de 15 mètres cubes, pèse 1<sup>k</sup>,20 par mètre cube, sa force vive en abandonnant l'appareil, serait :

$$\frac{15^m.1^k,20}{2.9,8088} 1071,65 = 983,24 \text{ kilogrammètres.}$$

D'autre part, l'effet utile représenté par le produit du volume d'air expulsé et de la dépression exprimée en kil. par mètre carré, serait :

$$15 \times 50^k = 750 \text{ kilogrammètres.}$$

Ainsi cet appareil, même en négligeant tous les frottements de l'air et des parties solides, tous les effets des remous et la quantité notable de travail que consomme le courant nuisible qui se produit dans les intervalles des ailes, ne fournirait qu'un coefficient d'effet utile de

$$\frac{750}{750 + 983,24} = 0,43$$

comme conséquence inévitable de son mode d'action.

2<sup>e</sup> CAS. *Ventilateur avec ailes inclinées à 78° sur le rayon, du côté opposé au sens du mouvement.*

Nous avons tracé dans la figure (30), les lignes primitives de cet appareil et, approximativement, la forme de la nappe qui glisse le long de chaque aile. Toute la région comprise entre les ailes M x et K L, après en avoir retranché la nappe utile, est envahie par le courant nuisible qui y pénètre le long du revers de l'aile K L, se recourbe à une profondeur plus ou moins grande et se réunit à la nappe utile dont il augmente l'épaisseur apparente, pour être rejeté avec elle dans l'atmosphère environnante.

L'intervalle entre les circonférences qui passent par les deux extrémités de chaque aile, a été divisé en 15 parties

égales de  $0^m,10$  chacune; puis nous avons supposé que, par les points de division, on avait fait passer des surfaces cylindriques partageant ainsi la nappe utile en 15 tranches de  $0^m,10$  d'épaisseur.

Nous avons admis ensuite que l'intersection de la nappe utile avec chacune des surfaces cylindriques représentait, à chaque distance de l'axe de rotation, l'épaisseur de nappe que nous avons indiquée dans le petit tableau inscrit ci-dessus et que la vitesse avec laquelle cette nappe se mouvait du centre à la circonférence était, à chacune de ces distances de l'axe, celle que nous avons admise dans le même tableau.

Le mouvement de la nappe utile, du centre à la circonférence, est dû aux actions simultanées de la force centrifuge et de l'impulsion directe, dans chacune des tranches comprises entre les surfaces cylindriques, et chacune de ces actions, dans la tranche correspondante, équivaut à une certaine hauteur  $h$  de colonne d'air. Il suffira donc d'évaluer par les méthodes que nous avons exposées ci-dessus, toutes ces hauteurs successives  $h$ , puis de faire la somme qui doit former, comme nous l'avons vu plus haut, une hauteur totale de  $43^m,932$  pour équilibrer la dépression et produire la vitesse de sortie dans le sens du rayon. Cette somme sera fonction de la vitesse angulaire qui restera la seule inconnue du problème.

Nous avons réuni dans les tableaux I et II tous les résultats de ces calculs.

Le tableau I est relatif aux effets de la force centrifuge et voici comment il a été formé :

La colonne 1 indique les distances des surfaces cylindriques à l'axe de rotation ;

La colonne 3 indique la vitesse de la nappe utile, correspondante à l'épaisseur de cette nappe à la distance considérée; les colonnes 2 et 3 ne sont que la reproduction de l'hypothèse admise ci-dessus, concernant le mode de mouvement de la nappe.

Tableau 1.

Distances du centre aux points de la palette considérés	Épaisseurs de la nappe d'air en ces points.	Vitesses de la nappe en ces mêmes points. v.	Angles de la palette avec le rayon aux points considérés. $\alpha$ .	Tangentes des angles corres- pondants, en chaque point.	Produits $v \frac{\sin \alpha}{R}$	Vitesses angulaires aux diverses distances de l'axe $u = u - \frac{V \cdot \sin \alpha}{R}$
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
en A, R=1 <sup>m</sup>	m 1,00	m 1,666	78°,00'	4,7046	7,8378	$u-7,8578$
R=1 <sup>m</sup> ,10	0,95	1,754	62°,31'	1,9224	3,0710	$u-3,0710$
R=1 <sup>m</sup> ,20	0,90	1,851	54°,36'	1,4071	2,1704	$u-2,1704$
en B, R=1 <sup>m</sup> ,30	0,85	1,960	47°,29'	1,0907	1,6444	$u-1,6444$
R=1 <sup>m</sup> ,40	0,80	2,082	43°,10'	0,9380	1,3949	$u-1,3949$
R=1 <sup>m</sup> ,50	0,75	2,222	40°,42'	0,8601	1,2741	$u-1,2741$
en C, R=1 <sup>m</sup> ,60	0,70	2,380	37°,41'	0,7724	1,1489	$u-1,1489$
R=1 <sup>m</sup> ,70	0,65	2,564	35°,07'	0,7033	1,0607	$u-1,0607$
R=1 <sup>m</sup> ,80	0,60	2,777	32°,55'	0,6469	0,9980	$u-0,9980$
en D, R=1 <sup>m</sup> ,90	0,55	3,030	31°,00'	0,6009	0,9582	$u-0,9582$
R=2 <sup>m</sup> ,00	0,50	3,533	29°,17'	0,5608	0,9345	$u-0,9345$
R=2 <sup>m</sup> ,10	0,45	3,703	27°,46'	0,5265	0,9284	$u-0,9284$
en E, R=2 <sup>m</sup> ,20	0,40	4,166	26°,24'	0,4964	0,9400	$u-0,9400$
R=2 <sup>m</sup> ,30	0,35	4,761	25°,10'	0,4698	0,9724	$u-0,9724$
R=2 <sup>m</sup> ,40	0,30	5,555	24°,03'	0,4465	1,0330	$u-1,0330$
en G, R=2 <sup>m</sup> ,50	0,25	6,666	23°,02'	0,4252	1,1337	$u-1,1337$



Tableau I.

Vitesses angu- laires moyennes entre deux rayons successifs. 8.	Carrés des vitesses angulaires moyennes. 9.	Valeurs de $R'^2 - R^2$ . 10.	Valeurs de $\frac{R'^2 - R^2}{2g}$ 11.	Hauteurs correspondantes à la force centrifuge de chaque tranche de 0 <sup>m</sup> ,10 d'épaisseur. 12.
$u-3,4344$	$u^2-10,9088.u+29,746$	0,21	0,0107	$0,0107u^2-0,1167.u+0,3183$
$u-2,1212$	$u^2-4,2424.u+4,498$	0,23	0,0117	$0,0117u^2-0,0496.u+0,0526$
$u-1,9024$	$u^2-3,8048.u+3,618$	0,25	0,0127	$0,0127u^2-0,0483.u+0,0439$
$u-1,5196$	$u^2-3,0392.u+2,507$	0,27	0,0137	$0,0137u^2-0,0416.u+0,0320$
$u-1,3345$	$u^2-2,6690.u+1,780$	0,29	0,0148	$0,0148u^2-0,0396.u+0,0263$
$u-1,2115$	$u^2-2,4230.u+1,467$	0,31	0,0158	$0,0158u^2-0,0383.u+0,0232$
$u-1,1048$	$u^2-2,2096.u+1,008$	0,33	0,0168	$0,0168u^2-0,0371.u+0,0169$
$u-1,0293$	$u^2-2,0386.u+1,039$	0,35	0,0178	$0,0178u^2-0,0366.u+0,0188$
$u-0,9781$	$u^2-1,9362.u+0,957$	0,37	0,0189	$0,0189u^2-0,0369.u+0,0180$
$u-0,9463$	$u^2-1,8926.u+0,895$	0,39	0,0199	$0,0199u^2-0,0370.u+0,0174$
$u-0,9514$	$u^2-1,8628.u+0,867$	0,41	0,0209	$0,0209u^2-0,0389.u+0,0181$
$u-0,9542$	$u^2-1,8684.u+0,872$	0,43	0,0219	$0,0219u^2-0,0409.u+0,0181$
$u-0,9562$	$u^2-1,9124.u+0,914$	0,45	0,0229	$0,0229u^2-0,0438.u+0,0209$
$u-1,0027$	$u^2-2,0054.u+1,004$	0,47	0,0240	$0,0240u^2-0,0481.u+0,0242$
$u-1,0833$	$u^2-2,1666.u+1,173$	0,49	0,0250	$0,0250u^2-0,0542.u+0,0293$
Hauteur correspondante à la force centrifuge totale, dans le ventilateur . . . . .				$0,2675u^2-0,7076.u+0,6800$

- La colonne 4 indique les angles que l'aile fait avec le rayon à chacune des distances de l'axe appelées dans la 1<sup>re</sup> colonne ; ils ont été déterminés par l'expression  $\sin \alpha = \frac{\sin. 78^\circ}{R}$  démontrée précédemment ;
- La colonne 5 donne les valeurs successives des tangentes naturelles des angles inscrits dans la colonne 4. On peut les tirer directement d'une table de lignes trigonométriques naturelles ;
- La colonne 6 donne les valeurs des produits  $\frac{V \tan \alpha}{R}$  à l'aide desquels l'expression (B) fournit la vitesse angulaire de la nappe utile à chaque distance R de l'axe ;
- La colonne 7 indique la valeur de la vitesse angulaire de la nappe utile aux distances R de l'axe citées dans la 1<sup>re</sup> colonne ;
- La colonne 8 indique la vitesse angulaire moyenne de chacune des tranches d'air comprises entre deux surfaces cylindriques consécutives ;
- La colonne 9 contient les carrés de ces vitesses angulaires moyennes ;
- Les colonnes 10 et 11 indiquent les différences des carrés des rayons extrêmes de chaque tranche et les produits de ces différences par  $\frac{1}{2g} = 0,051$ .
- La colonne 12 renferme les hauteurs partielles  $h$  correspondantes à la force centrifuge développée dans chacune des tranches de 0<sup>m</sup>,10 d'épaisseur.

Dans tous ces calculs, nous avons admis que chaque tranche comprise entre deux surfaces cylindriques consécutives, est elle-même partagée en un nombre infini de tranches secondaires par des plans qui font avec le rayon le même angle que la petite partie de palette qui se trouve en contact direct avec la première de ces tranches secondaires. Pratiquement on se rapprochera d'autant plus de cette hypothèse que le ventilateur portera un plus grand nombre d'ailes, et elle conduit à considé-

rer chacune de ces tranches secondaires comme faisant office de palette pour celle qui la précède dans le sens du mouvement ; de sorte que toutes sont soumises aux mêmes actions de force centrifuge et d'impulsion directe.

Prenons pour exemple, dans le tableau, la tranche comprise entre les deux surfaces cylindriques de 2<sup>m</sup> et de 2<sup>m</sup>,10 de rayons :

A la distance de 2<sup>m</sup> de l'axe de rotation, l'épaisseur de la nappe utile est de 0<sup>m</sup>,50 ; la vitesse de cette nappe, dans le sens du rayon, est de 3<sup>m</sup>,333 ; l'angle de la palette avec le rayon, est de 29° 17' et la tangente de cet angle égale 0,5608.

La vitesse angulaire de la nappe à cette distance, est, d'après l'expression (D),

$$u - \frac{V \tan a}{R} = u - \frac{3,333 \cdot 0,5608}{2} = u - 0,9345.$$

A la distance de 2<sup>m</sup>,10, les données correspondantes fournissent :

$$u - \frac{3,703 \cdot 0,5265}{2,10} = u - 0,9284.$$

D'autre part, nous avons vu que l'on pouvait adopter pour vitesse angulaire de cette tranche toute entière, la moyenne de ses vitesses angulaires extrêmes, ou

$u - 0,9314$ , dont le carré est  $u^2 - 1,8628 \cdot u + 0,867$ , et nous savons, d'après la démonstration qui en a été donnée dans le chapitre qui concerne les ventilateurs qui ne fonctionnent que sous l'action de la force centrifuge, que lorsqu'une masse d'air comprise entre deux surfaces cylindriques de rayons R' et R, est animée d'une vitesse angulaire connue, la force centrifuge qu'elle développe dans son mouvement, équivaut à une colonne d'air de hauteur  $h$  déterminée par l'expression,

$$h = \frac{u_i^2}{2g} (R'^2 - R^2).$$

Dans le cas qui nous occupe,

$$u_i^2 = u^2 - 1,8628 \cdot u + 0,867$$

$$\text{et } R'^2 - R^2 = (2,10)^2 - 2^2 = 0,41 ;$$

On tire de là

$$h = 0,0209 \cdot u^2 - 0,0389 \cdot u + 0,0181.$$

Les autres valeurs de  $h$  ont été déterminées de la même manière.

La somme de ces hauteurs partielles, pour les 15 tranches, est de

$$0,2675. u^2 - 0,7076. u + 0,6800 ;$$

et cette somme représente, en fonction de la vitesse angulaire de l'appareil qui est encore inconnue, la hauteur de la colonne d'air équivalente à l'action totale de la force centrifuge sur la nappe utile.

Le tableau II p. 294 et 295 contient tous les résultats des calculs relatifs aux effets de l'impulsion directe.

Les quatre premières colonnes contiennent les mêmes données que les colonnes 1, 3, 4, 5 du tableau précédent.

La colonne 5 donne, à toutes les distances  $R$  de l'axe, la valeur de l'expression  $0,102. p. u. V. \tan a$  qui est le premier terme du second membre de l'équation (G) qui exprime l'intensité de l'impulsion directe suivant le rayon, sur chaque molécule de poids  $p$  située à la distance  $R$  de l'axe de rotation ;

La colonne 6 fournit les valeurs du second terme du deuxième membre de la même équation (G) ;

Les colonnes 7 et 8 contiennent les valeurs moyennes de ces termes ;

Enfin la colonne 9 indique les hauteurs des colonnes d'air équivalentes à l'action de l'impulsion directe, sur chaque tranche de  $0^m,10$  d'épaisseur.

Prenons pour exemple la même tranche que ci-dessus, comprise entre les surfaces cylindriques de  $2^m$  et de  $2^m,10$  de rayons.

A la distance de  $2^m$ , l'intensité de l'impulsion directe suivant

le rayon, sur chaque molécule de poids  $p$  située à cette distance de l'axe, est, d'après l'expression (G),

$$F = 0,102. p. u. V. \tan a + 0,102. p \frac{V^2 \tan^2 a}{R}.$$

Dans le cas qui nous occupe,  $V = 3^m,333$ ,  $\tan a = 0,5608$ ,

$$R = 2^m;$$

On tire de là  $F = 0,190. p. u. + 0,178. p$ ;

Ce sont les chiffres des colonnes 5 et 6.

À la distance de  $2^m,10$ , les valeurs correspondantes à cette distance, donnent :

$$F = 0,198. p. u. + 0,184. p.$$

Comme nous l'avons vu, on peut admettre que toutes les molécules d'air de poids  $p$ , comprises entre les deux surfaces cylindriques de  $2^m$  et de  $2^m,10$  de rayons, sont soumises à une impulsion égale à la moyenne des impulsions extrêmes que nous venons de déterminer.

$$\text{Soit } F = 0,194. p. u. + 0,181. p.$$

Dans ces conditions, l'intensité de l'impulsion directe sur toute la tranche de  $0^m,10$  d'épaisseur, sera exprimée en fonction du poids total de cette tranche, et l'on pourra déterminer la hauteur  $h$  de la colonne d'air équivalente à cette impulsion, en comparant celle-ci au poids simple de la tranche de  $0^m,10$  d'épaisseur.

On obtient ainsi :

$$p : 0,194. p. u. + 0,181. p = 0^m,10 : h ;$$

$$\text{d'où} \quad h = 0,0194. u + 0,0181.$$

Tableau II.

Distances des divers points à l'axe de rotation. 1.	Vitesses $V$ de la nappe aux points considérés. 2.	Angles $\alpha$ de la palette et du rayon en ces points. 3.	Tangentes des angles $\alpha$ , tang. $\alpha$ . 4.	Valeurs des expressions successives $0,102 p.u. V \cdot \tan \alpha$ 5.	Valeurs des expressions successives $0,102 p \frac{V^2}{R} \tan^2 \alpha$ 6.
en A, $R=1^m$	1 <sup>m</sup> ,666	78° 00	4,7066	$p.u. 0,799$	$p. 6,282$
$R=1^m,10$	1,754	82° 31	1,9224	$p.u. 0,344$	$p. 1,053$
$R=1^m,20$	1,851	84° 36'	1,4071	$p.u. 0,263$	$p. 0,524$
en B, $R=1^m,30$	1,960	47° 29'	1,0907	$p.u. 0,308$	$p. 0,358$
$R=1^m,40$	2,082	43° 10'	0,9380	$p.u. 0,199$	$p. 0,278$
$R=1^m,50$	2,222	40° 42'	0,8601	$p.u. 0,195$	$p. 0,248$
en C, $R=1^m,60$	2,380	37° 41'	0,7724	$p.u. 0,187$	$p. 0,216$
$R=1^m,70$	2,564	35° 07'	0,7033	$p.u. 0,184$	$p. 0,195$
$R=1^m,80$	2,777	32° 35'	0,6469	$p.u. 0,182$	$p. 0,182$
en D, $R=1^m,90$	3,030	31° 00'	0,6009	$p.u. 0,186$	$p. 0,178$
$R=2^m,00$	3,333	29° 17'	0,5608	$p.u. 0,190$	$p. 0,178$
$R=2^m,10$	3,703	27° 46'	0,5263	$p.u. 0,198$	$p. 0,184$
en E, $R=2^m,20$	4,166	26° 24'	0,4964	$p.u. 0,211$	$p. 0,198$
$R=2^m,30$	4,761	25° 10'	0,4698	$p.u. 0,228$	$p. 0,222$
$R=2^m,40$	5,553	24° 03'	0,4463	$p.u. 0,253$	$p. 0,262$
en G, $R=2^m,50$	6,666	23° 02'	0,4232	$p.u. 0,289$	$p. 0,328$

Tableau II.

Valeurs moyennes des expressions $0,102. p. u. V \text{ tang. } a$ entre deux rayons qui diffèrent de $0^m,10$ .	Valeurs moyennes des expressions $0,102. p. \frac{V^2}{R} \text{ tang. }^2 a$ entre deux rayons qui diffèrent de $0^m,10$ .	Hauteurs d'air correspondantes à l'impulsion entre 2 surfaces cylindriques distantes de $0^m,10$ . $h=0^m,10 (ux+y)$ .
7.	8.	9.
$p. u. 0,572 = p. u. x.$	$p. 3,667 = p. y.$	$0,0572. u + 0,3667$
$p. u. 0,304$	$p. 0,789$	$0,0304. u + 0,0789$
$p. u. 0,236$	$p. 0,441$	$0,0236. u + 0,0441$
$p. u. 0,204$	$p. 0,318$	$0,0204. u + 0,0318$
$p. u. 0,197$	$p. 0,262$	$0,0197. u + 0,0262$
$p. u. 0,191$	$p. 0,231$	$0,0191. u + 0,0231$
$p. u. 0,185$	$p. 0,205$	$0,0185. u + 0,0205$
$p. u. 0,181$	$p. 0,189$	$0,0181. u + 0,0189$
$p. u. 0,184$	$p. 0,180$	$0,0184. u + 0,0180$
$p. u. 0,188$	$p. 0,178$	$0,0188. u + 0,0178$
$p. u. 0,194$	$p. 0,181$	$0,0194. u + 0,0181$
$p. u. 0,204$	$p. 0,191$	$0,0204. u + 0,0191$
$p. u. 0,219$	$p. 0,210$	$0,0219. u + 0,0210$
$p. u. 0,241$	$p. 0,242$	$0,0241. u + 0,0242$
$p. u. 0,271$	$p. 0,295$	$0,0271. u + 0,0295$
Somme des hauteurs dues aux impulsions .		$0,3571. u + 0,7579$

Toutes les hauteurs partielles inscrites dans la 9<sup>m</sup>e colonne, ont été déterminées de la même manière.

La somme de ces hauteurs ou la hauteur totale de la colonne d'air équivalente aux actions de l'impulsion directe suivant le rayon, sur toute la nappe utile comprise dans l'espace balayé par les ailes, est de

$$0,3571. u + 0,7579.$$

Dans les données générales de cette application, nous avons vu que les actions réunies de la force centrifuge et de l'impulsion directe, devaient équivaloir à une colonne d'air de 43<sup>m</sup>,932 de hauteur, pour équilibrer la dépression de 0<sup>m</sup>,05 d'eau et pour produire la vitesse de sortie de l'air suivant le rayon, que nous avons supposée de 6<sup>m</sup>,666 par seconde.

Cette condition nous donnera l'équation :

$$0,2675.u^2 - 0,7076.u + 0,6800 + 0,3571.u + 0,7579 = 43^m,932;$$

on tire de là

$$u^2 - 1,30.u = 158 ; \quad \text{et} \quad u = 13^m,18.$$

Le nombre N de tours du ventilateur par minute, pour produire l'effet utile demandé, serait dans ce cas,

$$N = \frac{13,18.60}{2\pi} = 125,89.$$

Ce ventilateur, dans les mêmes conditions de débit de l'air, devrait donc tourner un peu plus vite que celui qui ne fonctionnerait que sous l'action de la force centrifuge et dont les ailes seraient placées suivant le rayon.

Cherchons maintenant, comme nous l'avons fait pour le premier ventilateur, le coefficient d'effet utile de celui-ci, abstraction faite de toute espèce de résistances passives.

L'effet utile, comme dans le premier cas, est de

$$750 \text{ kilogrammètres,}$$

puisqu'il débite également 15 mètres cubes d'air, sous une dépression de 0<sup>m</sup>,05 d'eau.



D'autre part, la vitesse de l'air à sa sortie de l'appareil, est la résultante de la vitesse de la nappe dans le sens du rayon, laquelle est de  $6^m,666$ , et de la vitesse tangentielle  $V'$  de cette nappe à son extrémité.

L'expression (A) donne, pour cette vitesse tangentielle,  
 $V' = \omega R - V. \tan \alpha = 13^m,18.2^m,50 - 6,666. \tan 23^{\circ},02' = 30^m,116$ .

Le carré de la vitesse résultante sera la somme des carrés des deux vitesses composantes de  $6^m,666$  et  $30^m,116$ , soit  $951,31$ , et la force vive emmagasinée dans les 15 mètres cubes d'air que l'appareil débite par seconde, sera

$$\frac{P. 951,31}{2g} = 0,051.15.1,^{kil}20.951,31 = 873,30 \text{ kilogrammètres.}$$

Le coefficient d'effet utile théorique, dans les conditions de fonctionnement que nous avons admises, serait donc

$$\frac{750}{750 + 873,30} = 0,462.$$

Ce coefficient est un peu supérieur à celui que nous avons déterminé pour le ventilateur dont les ailes seraient placées suivant le rayon, mais l'avantage dû à l'inclinaison des ailes, est encore faible.

Si l'on voulait connaître la part de la force centrifuge et celle de l'impulsion directe dans l'effet utile général de ce dernier ventilateur, il n'y aurait qu'à substituer à  $\omega$ , sa valeur  $13^m,18$ , dans l'expression de la hauteur totale de la colonne d'air qui équivaut à l'action de l'impulsion directe.

Nous avons trouvé, pour hauteur de cette colonne,  
 $0,3571.\omega + 0,7579$ , et en remplaçant  $\omega$  par  $13^m,18$ ,  
 il vient, pour la part de l'impulsion directe,

$$5^m,464.$$

Ainsi l'impulsion directe n'intervient dans l'action de ce ventilateur, que pour une hauteur d'air de  $5^m,464$  et la force centrifuge y reste prépondérante puisqu'elle intervient pour une colonne de

$$43^m,932 - 5^m,464 = 38^m,468.$$

Avant de terminer ce qui concerne ce ventilateur, il est bon de vérifier si l'hypothèse que nous avons admise, sur les différentes vitesses de la nappe utile à mesure qu'elle s'éloigne de

l'axe de rotation, peut se réaliser dans la pratique ; c'est-à-dire si la nappe, en quelque point de son développement, ne possède pas une vitesse suivant le rayon, suffisante pour la détacher de l'aile.

S'il en était ainsi, c'est que nous aurions adopté un accroissement de vitesse et un amincissement de cette nappe trop rapides, car toutes les observations tendent à prouver que ce phénomène ne se présente pas dans la marche de ces appareils. On reconnaît que la nappe ne peut s'être détachée de l'aile, en déterminant les vitesses tangentielles  $V'$  de l'air, à toutes les distances de l'axe de rotation ; si ces vitesses tangentielles vont toujours en augmentant depuis l'entrée de la nappe dans le ventilateur, jusqu'à sa sortie, c'est, évidemment, parce qu'il y a eu action continue de l'aile sur cette nappe, pendant toute la traversée, ce qui rend la séparation impossible et donne la certitude que les mouvements relatifs de la nappe et de l'aile ont pu se produire suivant les lois que nous avons admises pour arriver aux expressions qui nous ont servi à les calculer.



*Voici le tableau de ces vitesses tangentielles successives.  $u = 43^m, 18.$*

Distances à l'axe de rotation. En mètres.	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
Vitesses tangentielles de l'aile. $uR$ . En mètres.	13,180	14,408	15,816	17,154	18,432	19,770	21,088	22,406	23,724	25,042	26,360	27,678	28,996	30,314	31,632	32,950
Produits Vang. $a$ . En mètres.	7,838	3,378	2,605	2,138	1,835	1,611	1,838	1,805	1,796	1,821	1,869	1,949	2,068	2,227	2,479	2,834
Vitesses tangentielles de la nappe. $V = uR - V \text{ ang. } a$ . En mètres.	5,342	11,120	13,211	14,996	16,409	17,839	19,250	20,605	21,928	23,221	24,491	25,739	26,928	28,087	29,135	30,116

La vitesse tangentielle de la nappe utile a donc augmenté d'une manière continue pendant son passage à travers l'appareil, cette nappe ne s'est point détachée de l'aile et a pu se comporter comme nous l'avons supposé, relativement à cette aile.

En fermant l'intervalle PQ comme l'indique la figure (30), on supprimerait le courant nuisible et la perte de travail inhérente à la force vive inutilement imprimée à toute la masse d'air extérieur qui pénètre d'une manière continue dans les intervalles des ailes, pour en être immédiatement expulsée avec la nappe utile.

3<sup>e</sup> CAS. — *Le même ventilateur avec ailes droites inclinées à 78° sur le rayon, mais tournant à rebours, c'est-à-dire avec les ailes inclinées en avant.*

D'après ce que nous avons démontré précédemment, et dans l'hypothèse où la nappe utile serait animée de la même vitesse suivant le rayon, aux mêmes distances de l'axe de rotation, que lorsque le ventilateur tourne dans le sens ordinaire, tous les calculs faits sur l'appareil fonctionnant dans cette dernière condition, peuvent être appliqués à la résolution de ce dernier problème, en y apportant les modifications suivantes :

$$\begin{aligned} \text{Les vitesses angulaires successives, } u_1 &= u - \frac{V \tan a}{R} \\ &\text{deviennent } u_1 = u + \frac{V \tan a}{R}. \end{aligned}$$

Les valeurs successives des impulsions directes qui étaient :

$$F = 0,102. p. u. V. \tan a + 0,102. p \frac{V^2 \tan^2 a}{R}$$

et qui agissaient du centre à la circonférence sur la nappe utile,

$$\text{deviennent } F = 0,102. p. u. V. \tan a - 0,102. p \frac{V^2 \tan^2 a}{R}$$

et agissent de la circonférence au centre.

Tous les chiffres insérés dans les deux tableaux précédents, conservent donc leurs valeurs absolues et quelques uns, seulement, changent de signe.

La hauteur totale de la colonne d'air équivalente à l'action de la force centrifuge, qui était

$0,2675. u^2 - 0,7076. u + 0,6800,$   
 devient  $0,2675. u^2 + 0,7076. u + 0,6800.$

La hauteur totale de la colonne d'air équivalente à la somme des impulsions directes suivant le rayon, qui était

$0,3571. u + 0,7579$   
 devient  $0,3571. u - 0,7579 ;$

et comme ces impulsions agissent de la circonférence au centre, dans les nouvelles conditions de fonctionnement que nous venons d'adopter, cette dernière hauteur devra être retranchée de la hauteur qui représente les effets de la force centrifuge.

On obtiendra alors l'équation

$$0,2675. u^2 + 0,7076. u + 0,6800 - 0,3571. u + 0,7579 = 43^m,932.$$

$$\text{On tire de là, } u^2 + 1,308. u = 158,62 \\ \text{et } u = 12^m,20,$$

Ce qui correspond à un nombre de tours du ventilateur, par minute,

$$N = \frac{12,20}{0,1047} = 116,52.$$

Ce ventilateur produirait donc l'effet demandé avec un nombre de tours un peu plus faible que celui qu'exigeraient, au moins théoriquement, les deux ventilateurs précédents.

Quant à son coefficient d'effet utile, abstraction faite de toutes les résistances nuisibles, il pourrait être déterminé comme précédemment.

L'effet utile est toujours de 750 kilogrammètres.

La vitesse de sortie de l'air, suivant le rayon, de  $6^m,666.$

La vitesse tangentielle  $V'$  de la nappe utile, à sa sortie, est :  
 $V' = uR + V. \text{tang} \alpha = 12^m,20.2^m,50 + 6,666. \text{tang } 23^0,02' = 35^m,784.$

La somme des carrés des vitesses rectangulaires composantes, est donc de 1324,93 et la force vive perdue, de

$$\frac{15^m,20. 1 \text{ kil},20. 1324,93}{19,62} = 1216,28 \text{ kilogrammètres.}$$

Le coefficient d'effet utile, dans l'hypothèse que nous avons adoptée, serait donc

$$\frac{750}{750 + 1216,28} = 0,38.$$

On voit que, au moins théoriquement, on arriverait à débiter

le volume d'air demandé, avec un moindre nombre de tours que dans les deux cas précédents, mais avec une plus grande dépense de force motrice.

4<sup>m</sup><sup>e</sup> CAS. *Ventilateur à ailes courbes faisant avec le rayon un angle constant de 70°.*

Dans le ventilateur que nous avons étudié ci-dessus, l'angle que faisaient les différents points des ailes, avec le rayon, diminuait depuis l'extrémité intérieure de ces ailes jusqu'à leur extrémité extérieure. Dans celui dont nous allons nous occuper, cet angle étant supposé constant, il en résulte nécessairement que les ailes prennent la forme courbe indiquée approximativement par la figure (31). Dans les appareils de cette espèce les vitesses angulaires successives des molécules d'air pendant leur passage à travers l'espace balayé par les ailes, peuvent être calculées comme pour les ailes planes, ainsi que les forces centrifuges correspondantes aux diverses tranches d'air comprises entre les surfaces cylindriques concentriques, mais l'expression qui sert à déterminer les effets de l'impulsion directe, est simplifiée.

Nous avons vu ci-dessus (expression H) que celle-ci se réduit à

$$F = 0,102. p. u. V. \tan a.$$

Dans un premier calcul, nous avons supposé que la nappe utile se comportait, dans ce ventilateur, comme dans le précédent, et que la vitesse de cette nappe aux diverses distances de l'axe de rotation, y était la même. Mais nous démontrerons qu'il existe une impossibilité dans cette première hypothèse et que nous avons ainsi attribué à la nappe utile, un amincissement et un accroissement de vitesse trop rapides.

Dans un second calcul, nous avons ramené cet amincissement et cet accroissement de vitesse, dans les limites en dehors desquelles ils sont, suivant toutes probabilités, pratiquement irréalisables. Les deux tableaux III et IV renferment tous les éléments de ces calculs; le premier est relatif aux actions de la force centrifuge, le second assigne la part de l'impulsion directe dans les résultats obtenus. Ils sont, du reste, formés comme les tableaux précédents et n'en diffèrent un peu que dans les expressions relatives aux distances à l'axe de rotation supé

rieures à 2<sup>m</sup>. Au-delà de cette distance de 2<sup>m</sup>, les chiffres sont doubles parce que les mêmes tableaux contiennent les résultats correspondants aux deux hypothèses que nous avons faites sur l'aminçissement de la nappe utile et sur sa loi d'accroissement de vitesse suivant le rayon.

Partout où se trouvent des valeurs doubles, la valeur supérieure est relative aux vitesses de la nappe utile, suivant le rayon, exactement égales à celles que nous avons adoptées pour les ventilateurs précédents; la valeur inférieure se rapporte aux vitesses, suivant le rayon, admises dans la seconde hypothèse, après avoir constaté l'impossibilité pratique de la première.

Dans cette première hypothèse, la somme des hauteurs correspondantes à la force centrifuge de chaque tranche de 0<sup>m</sup>,10 d'épaisseur, est

$$0,2675. u^2 - 2,6146. u + 6,4494.$$

La somme des hauteurs correspondantes à l'impulsion directe sur chacune des mêmes tranches, est

$$1,2956. u.$$

Dans ces deux sommes, il n'a été tenu compte que du chiffre supérieur dans les valeurs doubles, parce qu'il est seul relatif à l'hypothèse admise sur la loi d'accroissement de vitesse de la nappe utile, suivant le rayon.

On a, pour ce premier cas, l'équation

$$0,2675. u^2 - 2,6146. u + 6,4494 + 1,2956. u = 43^m,932$$

$$\text{d'où } u = 14^m,555.$$

Ce résultat suppose que pendant toute la traversée de la nappe utile à travers le ventilateur, celle-ci a été constamment soumise à l'action de l'aile, de façon à développer les effets de force centrifuge et d'impulsion directe qui correspondent à leurs vitesses relatives, et que la nappe ne s'est détachée de l'aile en aucun point de son parcours; car si cette séparation s'était produite à partir d'une certaine époque et avant que cette nappe eût franchi l'espace balayé par les ailes, le mouvement de celle-ci, abandonnée à sa propre inertie, serait devenu rectiligne, tout effet de force centrifuge et d'impulsion directe eût été suspendu et les hauteurs inscrites dans les tableaux pour cette période du mouvement de la nappe n'eussent pas existé.

## III.

Distances de l'axe aux points de l'ailé considérés.	Vitesse V de la nappe utile en chaque point.	Vitesse angulaire aux diverses distances de l'axe $u_1 = u - \frac{R}{\tan \alpha}$	Vitesse angulaire moyennes entre 2 distances successives.	Carrés des vitesses angulaires moyennes.	Produits $\frac{R^2}{R^2 - R^2}$ g	Hauteurs correspondantes à la force centrifuge de chaque tranche de 0 <sup>m</sup> 10 d'épaisseur.
<sup>m</sup> 1,00	1,686	$u - 4,576$	$u - 4,478$	$u^2 - 8,956.u + 20,052$	0,0107	$0,0107.u^2 - 0,0958.u + 0,2145$
1,10	1,754	$u - 4,380$	$u - 4,308$	$u^2 - 8,616.u + 18,558$	0,0117	$0,0117.u^2 - 0,0908.u + 0,2171$
1,20	1,851	$u - 4,257$	$u - 4,184$	$u^2 - 8,368.u + 17,505$	0,0127	$0,0127.u^2 - 0,1065.u + 0,2225$
1,30	1,960	$u - 4,144$	$u - 4,115$	$u^2 - 8,226.u + 16,917$	0,0137	$0,0137.u^2 - 0,1127.u + 0,2317$
1,40	2,082	$u - 4,085$	$u - 4,076$	$u^2 - 8,152.u + 16,614$	0,0148	$0,0148.u^2 - 0,1206.u + 0,2458$
1,50	2,222	$u - 4,068$	$u - 4,066$	$u^2 - 8,132.u + 16,532$	0,0158	$0,0158.u^2 - 0,1285.u + 0,2612$
1,60	2,380	$u - 4,065$	$u - 4,104$	$u^2 - 8,208.u + 16,845$	0,0168	$0,0168.u^2 - 0,1378.u + 0,2829$
1,70	2,564	$u - 4,145$	$u - 4,195$	$u^2 - 8,390.u + 17,598$	0,0178	$0,0178.u^2 - 0,1495.u + 0,3132$
1,80	2,777	$u - 4,258$	$u - 4,361$	$u^2 - 8,722.u + 19,018$	0,0189	$0,0189.u^2 - 0,1648.u + 0,3594$
1,90	3,050	$u - 4,484$	$u - 4,550$	$u^2 - 9,060.u + 20,521$	0,0199	$0,0199.u^2 - 0,1748.u + 0,3960$
2,00	3,555	$u - 4,577$				



2,10	3,703 3,333	$u-4,844$ $u-4,539$	$u-4,710$ $u-4,468$	$u^2-9,430.u+22,184$ $u^2-8,936.u+19,963$	0,0209	$0,0209.u^2-0,1868.u+0,4656$ $-0,1867.u+0,4172$
2,20	4,166 3,333	$u-5,202$ $u-4,161$	$u-5,023$ $u-4,360$	$u^2-10,046.u+23,250$ $u^2-8,320.u+18,147$	0,0219	$0,0219.y^2-0,2200.u+0,5325$ $-0,1866.u+0,5974$
2,30	4,761 3,333	$u-5,945$ $u-3,976$	$u-5,575$ $u-4,068$	$u^2-11,446.u+31,038$ $u^2-8,136.u+16,548$	0,0229	$0,0220.u^2-0,2332.u+0,7112$ $-0,1863.u+0,3789$
2,40	5,523 3,333	$u-6,338$ $u-3,810$	$u-6,151$ $u-3,893$	$u^2-12,302.u+37,833$ $u^2-7,786.u+15,135$	0,0240	$0,0240.u^2-0,3192.u+0,9080$ $-0,1862.u+0,5637$
2,50	6,666 3,333	$u-7,324$ $u-3,632$	$u-6,841$ $u-3,721$	$u^2-13,682.u+46,800$ $u^2-7,442.u+13,846$	0,0250	$0,0250.u^2-0,3420.u+1,1700$ $-0,1860.u+0,3471$
$a=70^\circ; \text{ tang. } a=2,747.$		Hauteurs dues à la force centrifuge. $\left\{ \begin{array}{l} 1^{\text{re}} \text{ hypothèse } 0,2673.u^2-2,6146.u+6,4494. \\ 2^{\text{e}} \text{ " } 0,2673.u^2-2,2130.u+4,6474. \end{array} \right.$				

## IV.

Distances à l'axe de rotation. En m.	Vitesse V aux diverses distances.	Valeurs des expressions successives. $0,102. p.u. V. \text{ tang. } a.$	Valeurs moyennes des expressions $0,102. p.u. V \text{ tang } a$ entre deux rayons successifs. $p. u. x.$	Hauteurs d'air cor- respondantes à l'impulsion entre deux surfaces cy- lindriques distan- tes de $0^m,10.$ $n=0,10.u.x.$
1,00	1,666	$p.u. 0,4668$		
1,10	1,754	$p.u. 0,4914$	$p.u. 0,4741$	$u. 0,04741$
1,20	1,851	$p.u. 0,5186$	$p.u. 0,5050$	$u. 0,05050$
1,30	1,960	$p.u. 0,5492$	$p.u. 0,5339$	$u. 0,05339$
1,40	2,082	$p.u. 0,5853$	$p.u. 0,5662$	$u. 0,05662$
1,50	2,222	$p.u. 0,6104$	$p.u. 0,5968$	$u. 0,05968$
1,60	2,380	$p.u. 0,6668$	$p.u. 0,6386$	$u. 0,06386$
1,70	2,564	$p.u. 0,7184$	$p.u. 0,6855$	$u. 0,06855$
1,80	2,777	$p.u. 0,7780$	$p.u. 0,7411$	$u. 0,07411$
1,90	3,030	$p.u. 0,8489$	$p.u. 0,8051$	$u. 0,08051$
2,00	3,333	$p.u. 0,9338$	$p.u. 0,8830$	$u. 0,08830$
			$p.u. 0,9856$	$u. 0,09856$
2,10	3,703 3,333	$p.u. 1,0375$ $0,9338$	$0,9338$	$u. 0,09338$
			$p.u. 1,1022$ $0,9338$	$u. 0,11022$ $0,09338$
2,20	4,166 3,333	$p.u. 1,1673$ $0,9338$		
			$p.u. 1,2506$ $0,9338$	$u. 0,12506$ $0,09338$
2,30	4,761 3,333	$p.u. 1,3040$ $0,9338$		
			$p.u. 1,4608$ $0,9338$	$u. 0,14608$ $0,09338$
2,40	5,555 3,333	$p.u. 1,5876$ $0,9338$		
			$p.u. 1,7276$ $0,9338$	$u. 0,17276$ $0,09338$
2,50	6,666 3,333	$p.u. 1,8677$ $0,9338$		
$a = 70^\circ ; \text{ tang. } a = 2,747.$			Hauteur totale due à l'impul- sion directe. $\left\{ \begin{array}{l} 1^{\text{re}} \text{ hypothèse } 1,2956.u. \\ 2^{\text{e}} \text{ hypothèse } 1,1098.u. \end{array} \right.$	

On peut connaître si la nappe s'est détachée de l'aile, en formant le tableau des vitesses tangentielles de cette nappe aux diverses distances de l'axe de rotation. Si l'on constate que ces vitesses tangentielles d'abord croissantes, deviennent décroissantes à une certaine époque, il faudra en conclure qu'à partir de cette époque, la nappe utile s'est détachée de l'aile qui ne possède pas relativement à elle, cette puissance d'adhérence qui serait indispensable dans ce cas pour les tenir réunies. Comme nous admettons que, dans les circonstances ordinaires des applications, cette séparation ne se produit pas, il en résultera que la loi d'accroissement de vitesse de la nappe suivant le rayon, que l'on a admise, est trop rapide et ne peut se réaliser dans la pratique. Il faudra alors adopter une autre loi et recommencer les opérations jusqu'à ce que l'on arrive à un hypothèse réalisable indiquée par un accroissement continu de la vitesse tangentielle de la nappe utile pendant toute sa traversée à travers le ventilateur.

Voici le tableau des vitesses tangentielles successives correspondantes à la loi d'accroissement des vitesses suivant le rayon, que nous avons admise ci-dessus et qui nous a fourni la vitesse angulaire de  $14^m,555$ .

Vitesse $s$ $uR$ des différents points de l'aile. En m.	14,535	16,010	17,463	18,921	20,376	21,832	23,287	24,743	26,198	27,654	29,109	30,565	32,020	33,476	34,931	36,387
Produits $V$ tang $a$ .	4,576	4,818	5,065	5,304	5,549	5,791	6,044	6,308	6,583	6,868	7,164	7,471	7,789	8,118	8,458	8,809
Vitesse $s$ tangentes de la nappe. $V = uR - V$ tang $a$ .	9,979	11,192	12,380	13,537	14,637	15,728	16,747	17,700	18,575	19,331	19,953	20,593	20,376	20,398	19,672	18,076
Distances de l'axe auxquelles les vitesses $V$ se produisent. En mètres	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5

D'après ce tableau, la vitesse tangentielle commencerait à diminuer entre les distance de 2<sup>m</sup>, 20 et 2<sup>m</sup>, 30, ce qui est l'indice d'une séparation de la nappe utile et de l'aile dans cette région. Nous avons donc adopté un amincissement et un accroissement de vitesse de la nappe utile, trop rapides et qui ne pourraient se produire dans la pratique; il fallait adopter une autre hypothèse.

Dans un second calcul, nous avons admis la même loi d'accroissement de vitesse suivant le rayon, que dans le premier, mais seulement jusqu'à la distance de 2<sup>m</sup> de l'axe de rotation; au delà de cette distance, nous avons supposé que la vitesse V n'augmentait plus et conservait sa valeur de 3<sup>m</sup>, 333 jusqu'à la périphérie du ventilateur. Les chiffres inférieurs dans les nombres doubles du tableau, se rapportent à cette seconde supposition.

Elle a donné, pour hauteur due à la force centrifuge,

$$0,2675. u^2 - 2,2130. u + 4,6474,$$

et pour hauteur totale due à l'impulsion directe,

$$1,1098. u.$$

Dans ce dernier cas, la vitesse d'échappement suivant le rayon, n'étant plus que de 3<sup>m</sup>, 333 au lieu de 6<sup>m</sup>, 666, n'exige plus la même hauteur génératrice; celle-ci n'est alors que

$$h = \frac{V^2}{2g} = 0,051 (3,333)^2 = 0^m, 57$$

qui, ajoutés aux 41<sup>m</sup>, 666 qui équilibrent la dépression, forment une hauteur totale  $H = 41,666 + 0^m, 57 = 42^m, 236$  qui doit être produite par les actions réunies de la force centrifuge et de l'impulsion directe.

On tire de là l'équation

$$0,2675. u^2 - 2,2130. u + 4,6474 + 1,1098. u = 42^m 236 ;$$

$$\text{d'où } u = 14^m, 092.$$

Ces conditions de fonctionnement fournissent le tableau suivant :

Distances à l'axe de rotation. En mètres.	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
Vitesses $uR$ des différents points de l'aile. En mètres.	14,092	15,501	16,910	18,319	19,729	21,138	22,547	23,956	25,365	26,774	28,184	29,593	31,002	32,411	33,820	35,230
Produits $V \text{ tang. } a$ En mètres.	4,576	4,818	5,065	5,384	5,719	6,104	6,538	7,043	7,623	8,323	9,156	9,156	9,156	9,156	9,156	9,156
Vitesses tangentielles $v' = uR - V \text{ tang. } a$ En mètres.	9,316	10,685	11,825	12,935	14,010	15,034	16,009	16,913	17,748	18,482	19,028	20,437	21,846	22,255	24,664	26,074

La vitesse tangentielle croissant d'une manière non interrompue pendant la traversée du ventilateur, l'hypothèse admise pourrait se réaliser pratiquement.

La part de l'impulsion directe dans les effets du ventilateur fonctionnant dans ces conditions, serait de

$$1,1098. u = 1,1098. 14,092 = 15^m,64$$

et la part de la force centrifuge, de

$$42,236 - 15,64 = 26^m,596.$$

Le rôle de la force centrifuge y serait donc encore prépondérant.

Quant au coefficient d'effet utile théorique, ou abstraction faite des résistances passives, on le déterminerait comme ci-dessus :

Effet utile 750 kilogrammètres.

Vitesse d'échappement suivant le rayon,  $3^m,333$  dont le carré est 11,109.

Vitesse tangentielle d'échappement, d'après le tableau,  $26^m074$ , dont le carré est 679,8.

$$\text{Force vive perdue } \frac{PV^2}{2g} = \frac{5^{m3}.1\text{ kil},20(690,909)}{19,62} = 634,25 \text{ k. m.}$$

Coefficient d'effet utile :

$$\frac{750}{750 + 634,25} = 0,54.$$

Ce ventilateur est donc, à ce point de vue, supérieur au ventilateur à ailes planes que nous avons calculé précédemment, mais il devrait tourner un peu plus rapidement. Le nombre de tours qu'il devrait faire, serait :

$$N = \frac{14,092}{0,1047} = 134,59.$$

5° CAS. Ventilateur à ailes courbes faisant avec le rayon un angle constant de  $83^\circ$ .

Les ailes auraient, dans ce cas, la forme d'une spirale assez développée (fig. 31).

Dans le ventilateur précédent, nous avons vu que la nappe utile ne pouvait s'amincir trop rapidement sans que l'on fût conduit à une impossibilité pratique. Dans celui qui nous occupe maintenant, l'air ne participera que dans une faible mesure au

mouvement de rotation ; il ne sera point emporté brusquement dans ce mouvement et les causes d'amincissement de la nappe utile y seront bien moins énergiques que dans ceux dont il a été question plus haut.

Pour ce motif, nous admettrons que cette nappe utile conserve, pendant qu'elle traverse l'appareil, la même épaisseur et la même vitesse de 1<sup>m</sup>,666 qui est celle d'entrée dans les intervalles des ailes.

Dans cette hypothèse, les calculs seront simplifiés et il ne sera plus nécessaire d'apprécier les effets de l'impulsion directe par la méthode approximative que nous avons employée précédemment. L'expression (L) démontrée ci-dessus fournira directement la hauteur de la colonne d'air équivalente aux actions totales de l'impulsion directe.

Cette expression donne :

$$H = (R - r) 0,102. u. V. \tan a = \\ 1^m50. 0,102. u. 1^m,666. \tan 83^\circ = 2,0768. u.$$

Dans le tableau V nous avons rassemblé tous les calculs faits pour apprécier les effets de la force centrifuge. La somme des hauteurs d'air correspondantes à ces effets dans chacune des tranches de 0<sup>m</sup>,10 d'épaisseur, est égale à

$$0,2675. u^2 - 4,1484. u + 17,035.$$

La vitesse d'échappement suivant le rayon, n'étant que de 1<sup>m</sup>,666, elle n'exigera qu'une hauteur d'air de

$$h = \frac{V^2}{2g} = 0,051 (1,666)^2 = 0^m,142.$$

En l'ajoutant à la hauteur de 41<sup>m</sup>,666 qui équilibre la dépression, on formera la hauteur totale de 41<sup>m</sup>,808 qui doit être reproduite par les effets réunis de la force centrifuge et de l'impulsion directe.

On obtient ainsi l'équation

$$0,2675. u^2 - 4,1484. u + 17,035 + 2,0768. u = 41^m,808, \\ \text{d'où } u = 14^m,244.$$

Le nombre de tours, par minute, serait

$$N = \frac{14,244}{0,1047} = 136,04.$$



V.

Distances à l'axe de rotation.	Vitesse constante V.	Vitesse angulaires aux diverses distances de l'axe	Vitesse angulaires moyennes.	Carrés des vitesses angulaires moyennes.	Produits $\frac{R^2}{\rho}$	Hauteurs d'air correspondantes à la masse comprise entre deux surfaces cylindriques distantes de 0m10.
1,00	1,666	$u_1 = u - 13,573$	$u - 12,056$	$u^2 - 23,912.u + 167,85$	0,0107	$0,0107u^2 - 0,2772.u + 1,795$
1,10	1,666	$u_1 = u - 12,359$	$u - 11,825$	$u^2 - 23,650.u + 159,85$	0,0117	$0,0117u^2 - 0,2767.u + 1,656$
1,20	1,666	$u_1 = u - 11,511$	$u - 10,876$	$u^2 - 21,752.u + 118,25$	0,0127	$0,0127u^2 - 0,2762.u + 1,447$
1,30	1,666	$u_1 = u - 10,441$	$u - 10,067$	$u^2 - 20,153.u + 101,55$	0,0137	$0,0137u^2 - 0,2758.u + 1,388$
1,40	1,666	$u_1 = u - 9,094$	$u - 9,571$	$u^2 - 18,752.u + 87,82$	0,0148	$0,0148u^2 - 0,2774.u + 1,289$
1,50	1,666	$u_1 = u - 9,048$	$u - 8,765$	$u^2 - 17,550.u + 76,82$	0,0158	$0,0158u^2 - 0,2770.u + 1,215$
1,60	1,666	$u_1 = u - 8,482$	$u - 8,255$	$u^2 - 16,466.u + 67,78$	0,0168	$0,0168u^2 - 0,2756.u + 1,158$
1,70	1,666	$u_1 = u - 7,984$	$u - 7,754$	$u^2 - 15,468.u + 59,81$	0,0178	$0,0178u^2 - 0,2755.u + 1,064$
1,80	1,666	$u_1 = u - 7,484$	$u - 7,515$	$u^2 - 14,627.u + 55,47$	0,0189	$0,0189u^2 - 0,2764.u + 1,010$
1,90	1,666	$u_1 = u - 7,145$	$u - 6,984$	$u^2 - 13,920.u + 47,49$	0,0199	$0,0199u^2 - 0,2765.u + 0,956$
2,00	1,666	$u_1 = u - 6,786$	$u - 6,624$	$u^2 - 13,240.u + 45,87$	0,0209	$0,0209u^2 - 0,2769.u + 0,916$
2,10	1,666	$u_1 = u - 6,465$	$u - 6,516$	$u^2 - 12,652.u + 39,89$	0,0219	$0,0219u^2 - 0,2766.u + 0,875$
2,20	1,666	$u_1 = u - 6,169$	$u - 6,054$	$u^2 - 12,069.u + 36,41$	0,0229	$0,0229u^2 - 0,2764.u + 0,765$
2,30	1,666	$u_1 = u - 5,900$	$u - 5,777$	$u^2 - 11,555.u + 35,57$	0,0240	$0,0240u^2 - 0,2775.u + 0,780$
2,40	1,666	$u_1 = u - 5,685$	$u - 5,542$	$u^2 - 11,084.u + 30,71$	0,0250	$0,0250u^2 - 0,2771.u + 0,767$
2,50	1,666	$u_1 = u - 5,480$				

Viscosité. Hauteur totale due à la force centrifuge,  $0,3675u^2 - 4,1484u + 17,055$

Nous aurions trouvé un peu plus de tours en admettant un accroissement de vitesse suivant le rayon, dans la nappe utile, mais cette augmentation de rapidité du mouvement de rotation eût été peu sensible d'après un second calcul fait pour l'apprécier.

La part de l'impulsion directe dans le résultat obtenu, serait de

$$2,0768 u = 2,0768. 14,244 = 29^m,58$$

et la part de la force centrifuge de

$$41,808 - 29,58 = 12,228.$$

C'est donc le rôle de l'impulsion directe, qui deviendrait prépondérant dans un semblable ventilateur fonctionnant dans les conditions de vitesse de la nappe utile suivant le rayon, que nous avons admises.

Le coefficient d'effet utile théorique se déterminerait encore comme précédemment :

Effet utile 750 kilogrammètres;

Vitesse d'échappement suivant le rayon,  $1^m,666$ , dont le carré est  $2,775$ .

Vitesse tangentielle d'échappement  $V' = u R - V \tan \alpha$ , ou  $V' = 14,244. 2^m,50 - 1^m,66. 8,14435 = 35^m,61 - 13,548 = 22^m,042$  dont le carré est  $485,85$ ;

force vive perdue  $\frac{P V'^2}{2g} = 0,051.15^{ms}.1\text{kil}, 20.488,63 = 448,47\text{km}$ ;

coefficient théorique d'effet utile

$$\frac{750}{750 + 448,47} = 0,626.$$

Il y a donc, dans ce ventilateur, une supériorité théorique notable sur tous ceux dont nous nous sommes occupés dans ce chapitre et nous aurions trouvé ce coefficient plus élevé en admettant un accroissement de vitesse de la nappe utile, suivant le rayon, parce que la vitesse tangentielle d'échappement et la force vive perdue en eussent été diminuées.

Il est inutile, dans les conditions de marche que nous avons adoptées, de former le tableau des vitesses tangentielles suc-

cessives, pour connaître si la nappe utile restera continuellement en contact avec l'aile, car dans l'expression

$$V' = u R - V \tan \alpha,$$

le second terme du deuxième membre est constant, tandis que le premier croît d'une manière continue avec R. Il y aura donc action non interrompue de l'aile sur la nappe utile pendant toute la traversée.

*Observations générales sur les ventilateurs à force centrifuge et à impulsion directe.*

Les ventilateurs à palettes planes, non enveloppés, sont toujours de cette catégorie, quand les palettes ne sont pas placées suivant le rayon, et les ventilateurs à ailes courbes appartiennent invariablement à la même classe d'appareils à effets combinés de force centrifuge et d'impulsion directe.

Avant de tirer, de toutes les considérations générales et des applications numériques qui précèdent, les conclusions qui en résultent, nous allons réunir dans un même tableau, tous les résultats principaux des diverses applications numériques que nous avons faites ci-dessus. Nous faciliterons ainsi la constatation de la loi qui régit les phénomènes variés qui s'accomplissent dans le fonctionnement de ces appareils. Il faut se rappeler qu'ils ont tous, 5<sup>m</sup> de diamètre extérieur, 2<sup>m</sup> de diamètre intérieur et qu'ils doivent extraire de la mine, 15 mètres cubes d'air par seconde sous une dépression de 0<sup>m</sup>,05 d'eau qui équivalent à une colonne d'air d'environ 41<sup>m</sup>,666 de hauteur.

Quoique nous n'ayons pas envisagé ces divers problèmes sous toutes leurs faces et que nous ayons adopté d'une manière purement empirique les différentes lois d'amincissement et d'accroissement de vitesse de la nappe utile dans la direction du rayon, qui ont servi de base à nos calculs, il n'en résulte pas moins, pour tout lecteur attentif :

DÉSIGNATION DES VENTILATEURS.	Nombre de tours par minute.	Hauteur de la colonne d'air représentant l'action totale de l'appareil.	Partie de la colonne d'air représentant la part de la force centrifuge.	Partie de la colonne d'air représentant la part de l'impulsion directe.	Coefficient d'effet utile, abstraction faite des résistances passives.
1 <sup>o</sup> Ventilateur avec ailes planes placées suivant le rayon.	122,34	<sup>m</sup> 43,032	<sup>m</sup> 43,932	0	0,43
2 <sup>o</sup> Ventilateur à ailes planes inclinées de 78° sur le rayon et tournant dans le sens ordinaire.	125,99	43,932	38,468	5,464	0,46
3 <sup>o</sup> Le même ventilateur avec ailes inclinées de 78° sur le rayon, tournant à rebours.	116,32	43,932	47,530	—3,598	0,38
4 <sup>o</sup> Ventilateur à ailes courbes faisant, avec le rayon, un angle constant de 70°.	134,59	42,236	26,596	15,640	0,54
5 <sup>o</sup> Ventilateur à ailes courbes faisant, avec le rayon, un angle constant de 83°.	156,04	41,808	12,228	29,580	0,63

1<sup>o</sup> Que plus les ailes sont inclinées sur le rayon, du côté opposé à la direction du mouvement, plus le rôle de la force centrifuge dans le résultat général de l'action de l'appareil, s'amoindrit, et plus le rôle de l'impulsion directe devient considérable.

2<sup>o</sup> Que plus les nappes utiles s'aplatissent et augmentent de vitesse le long de la face des ailes qui les poussent, plus le rôle de l'impulsion directe augmente, et plus celui de la force centrifuge, diminue.

3<sup>o</sup> Que les ventilateurs doivent tourner de plus en plus vite,

pour produire un effet déterminé, à mesure que l'action de l'impulsion directe se substitue, dans une plus forte proportion, à l'action de la force centrifuge.

4° Que, lorsque ces ventilateurs tournent à rebours, l'action de l'impulsion directe cesse d'être favorable au débit des appareils et agit en sens inverse de l'action de la force centrifuge qui doit alors suffire, non seulement à la production de tout l'effet utile obtenu, mais encore à la neutralisation des effets nuisibles de l'impulsion directe.

5° Que le nombre de tours que doivent faire ces ventilateurs, pour produire un effet utile déterminé, diminue à mesure que la force centrifuge y joue un rôle plus important, ou que les ailes s'inclinent davantage à l'avant des appareils.

6° Que le coefficient d'effet utile, abstraction faite de toute espèce de résistances passives, augmente à mesure que le rôle de l'impulsion directe devient plus important, malgré l'accroissement de rapidité du mouvement de rotation, inhérent à la substitution de l'impulsion directe à la force centrifuge. Cette augmentation du coefficient d'effet utile est due à la diminution de la vitesse absolue de l'air à l'instant où il abandonne l'appareil. Le coefficient d'effet utile, qui diminue lorsque la force centrifuge se substitue à l'impulsion directe, continue à diminuer lorsque l'impulsion directe devient contraire à la force centrifuge, malgré la diminution de rapidité du mouvement de rotation, qui en résulte.

7° Que tous ces appareils se rapprochent d'autant plus du ventilateur à palettes placées suivant le rayon, ou à force centrifuge seulement, que la nappe utile qui les traverse demeure plus épaisse ou se meut moins vite du centre à la circonférence. Si cette nappe utile ne possédait, dans cette direction, qu'une vitesse infiniment petite, il ne se développerait dans ces appareils que des effets de force centrifuge, quels que fussent la forme et le développement de leurs ailes.

8° Les vitesses des nappes utiles, pour une ventilation déterminée, sont nécessairement comprises entre un maximum pour lequel ces nappes se détacheraient des ailes inclinées ou courbes

et un minimum qui correspondrait au cas où l'écoulement de ces nappes, du centre à la circonférence, aurait lieu à plein tuyau, c'est-à-dire au cas où ces nappes occuperaient tout l'espace compris entre les ailes sans laisser de place à un courant rentrant. Nous avons rencontré dans l'application à un ventilateur à ailes courbes inclinées uniformément de  $70^\circ$  sur le rayon, un exemple de la limite minima d'épaisseur de nappe fluide et de la limite d'accroissement des effets de l'impulsion directe dans un tel ventilateur.

On peut encore préjuger, des différences assez faibles qui existent entre les nombres de tours de tous ces ventilateurs, fonctionnant dans des conditions diverses de vitesse des nappes fluides du centre à la circonférence, et de forme des ailes, qu'en adoptant d'autres vitesses quelconques mais possibles, pour ces nappes utiles, l'erreur que l'on commettrait dans l'appréciation du nombre de tours nécessaires pour produire la ventilation désirée, ne serait pas très considérable.

On pourrait probablement arriver assez exactement au résultat, en déterminant le nombre de tours pour les deux cas de vitesse maxima et de vitesse minima de la nappe utile, dont il a été question ci-dessus, et en adoptant, comme approximation suffisante, la moyenne arithmétique de ces deux valeurs.

*Observations pratiques sur ces ventilateurs.*

D'après les résultats théoriques peu favorables que nous a fournis l'analyse détaillée des phénomènes qui se manifestent dans les appareils de cette catégorie, il est facile de prévoir que les résultats pratiques sont moins satisfaisants encore; les rentrées d'air extérieur qui s'y produisent à l'arrière de chaque palette, comme dans les ventilateurs à force centrifuge seulement, les résistances telles que les frottements, les vibrations, etc., doivent consommer une partie du travail moteur et amoindrir les coefficients d'effet utile déjà très faibles qui résultent des théories qui précèdent, surtout quand les ailes sont planes.

Les expériences nombreuses faites par un grand nombre d'observateurs ne permettent pas d'assigner à ces ventilateurs

un effet utile pratique, supérieur à 18 ou 20 % du travail effectif transmis à l'arbre qui les porte, quand ils ont les ailes planes, même dans les circonstances les plus favorables et, dans les cas défavorables d'une dépression élevée pour extraire de la mine un faible volume d'air, cet effet utile descend encore beaucoup au dessous de ces chiffres et peut s'abaisser jusqu'à 8 à 10 p. % du travail transmis à l'arbre de l'appareil.

Lorsque les ailes sont courbes et offrent un grand développement pour faire prédominer l'influence de l'impulsion directe, comme dans la dernière application que nous avons faite, l'effet utile augmente conformément à l'indication de la théorie et s'élève jusqu'à 25 ou 26 p. % du travail effectif transmis à l'arbre de l'appareil. On a peu construit de ces derniers ventilateurs qui ont été autrefois très recommandés par M. Combes qui attribuait toute leur action à la force centrifuge ; nous n'avons eu de renseignements que sur deux de ces appareils établis autrefois, l'un sur un puits de Sauwartan, l'autre sur un puits des mines du Grand Hornu, et dont l'effet utile a été mesuré par M. Glépin, ingénieur de ces dernières mines. Ces deux appareils ont été supprimés depuis comme insuffisants et remplacés par des ventilateurs d'une autre espèce. Ce sont ces expériences de M. Glépin qui nous font penser que ces ventilateurs à ailes courbes, non enveloppés, peuvent utiliser environ le quart du travail effectif qui leur est transmis, et ces résultats ne sont obtenus que par une rotation rapide inhérente à la nature même de l'appareil.

Il est inutile, du reste, d'insister davantage sur cette question, vu le peu d'importance actuelle de ces ventilateurs non enveloppés qui tous, et sans exception, doivent être abandonnés depuis l'invention du ventilateur enveloppé avec cheminée évacuée. En effet, à quoi bon s'efforcer d'améliorer l'appareil primitif en inclinant fortement les ailes ou en leur donnant une forme courbe très développée, pour amoindrir la force vive que l'air possède en les abandonnant, puisqu'on possède un moyen d'utiliser cette force vive et de la faire concourir dans une mesure aussi large qu'on le voudra, au travail de la ventilation.

Pourquoi, lorsque les mouvements de rotation très rapides détériorent si rapidement les grands appareils et sont si difficiles à obtenir sans inconvénients dans les machines puissantes, employer des appareils à ailes courbes qui, pour produire le même effet, doivent tourner plus vite que les appareils centrifuges à ailes planes, lesquels doivent eux-mêmes tourner plus vite que les ventilateurs à restitution de force vive, tout en fournissant moins d'effet utile. Tous ces anciens appareils ne doivent plus servir qu'à l'histoire des progrès de l'art de ventiler les mines, et leur théorie que nous venons d'exposer si longuement, ne peut servir qu'à éclairer les inventeurs en leur indiquant la voie dans laquelle il ne faut pas s'engager, et les ingénieurs en leur montrant les appareils qu'ils doivent préférer.





## CHAPITRE SIXIÈME.

### VIS PNEUMATIQUE.

---

Il y a une trentaine d'années que M. l'ingénieur Motte eût l'idée d'appliquer la vis à la ventilation des mines. La vis qu'il employa était composée de deux demi-filets compris entre deux plans perpendiculaires à l'axe de l'appareil, fixés sur un arbre en fer forgé et tournant avec celui-ci dans l'intérieur d'un cylindre en fonte. Les deux demi-filets se recouvraient un peu, pour mieux fermer la communication en ligne droite parallèle à l'axe, entre les deux bases du cylindre fixe qui les embrassait le plus exactement que possible. La figure 32 représente cette disposition. En imprimant à cette vis un mouvement de rotation rapide dans le sens convenable, les filets poussent l'air qui se trouve entr'eux, de la chambre d'air vers l'atmosphère extérieure, tout en l'emportant dans leur mouvement de rotation. On peut se faire une idée assez exacte du mouvement ainsi imprimé à l'air, en le considérant comme un écrou tournant moins vite que la vis sur laquelle il est placé et se mouvant longitudinalement sur cette vis en vertu de la différence des deux vitesses de rotation.

En allongeant davantage les canaux hélicoïdes par l'adoption de parties de filets plus développées, on ne ferait qu'augmenter le frottement de l'air sur ces espèces d'ailes, sans bénéfice d'impulsion; mais on pourrait multiplier les portions de filets en les accourcissant dans le sens de l'axe et on reproduirait ainsi, à peu de chose près, ce que l'on nomme vulgairement le ventilateur de cabaret.

Lorsque l'air est emporté dans le mouvement de rotation des hélices et qu'il se meut en même temps dans le sens de l'axe, sous l'impulsion oblique des surfaces hélicoïdales, il se développe des forces centrifuges dans des plans perpendiculaires à

l'axe de rotation, mais comme le mouvement est empêché dans cette direction par le cylindre enveloppe, il n'en peut résulter, dans cette même direction, qu'une légère compression de l'air qui augmente du centre à la circonférence.

C'est à cause de cette impossibilité de mouvement dans le sens de la force centrifuge que l'on a, jusqu'à présent, considéré celle-ci, comme sans influence sur le résultat final de l'action de la vis et que l'on a attribué à l'impulsion oblique des hélices tous les mouvements de l'air qu'elle produit dans le sens parallèle à son axe.

Nous admettrons cette dernière hypothèse dans une première série de considérations théoriques, puis en comparant les résultats auxquels elle conduit avec les effets pratiques de quelques-uns de ces appareils, nous examinerons si la force centrifuge ne joue pas, dans les phénomènes constatés, un rôle important que l'on n'avait pas reconnu dans les premiers essais de théorie de ce genre d'appareil.

D'après cette convention, toute molécule d'air qui traverse l'un des deux canaux hélicoïdaux compris entre les filets et les deux plans, bases de la vis, doit entrer dans l'appareil à une certaine distance de l'axe de rotation et en sortir à la même distance; toute la trajectoire qu'elle décrit devant rester comprise dans la surface cylindrique ayant pour rayon la distance de l'axe à laquelle cette molécule s'est engagée dans l'appareil. Si l'on considère le fluide comme incompressible, vu le peu de compression qu'il subit, la molécule soit qu'elle se meuve sur la surface des ailes mêmes, soit qu'elle se meuve à une certaine distance de cette surface, peut être considérée comme poussée obliquement, soit par la surface solide de ces ailes, soit par une surface hélicoïdale parallèle à cette dernière et formée par une couche fluide d'épaisseur uniforme recouvrant la face solide des ailes et présentant sur celle-ci l'avantage de posséder un mouvement parallèle à l'axe, comme la molécule qu'elle pousse obliquement, ce qui doit diminuer la résistance à ce mouvement parallèle.

(Fig. 33). — On voit d'après cela, qu'en représentant par AB l'inclinaison d'une hélice sur la génératrice AO du cylindre de

même rayon, l'angle  $BAO = a$  sera l'angle que fait l'hélice avec l'axe de rotation, et tout se passera, dans le mouvement de rotation de cette hélice poussant une molécule d'air dans une surface cylindrique, comme si cette courbe était développée en ligne droite et se mouvait parallèlement à elle-même dans la direction AD.

*Mouvement d'une molécule libre sur l'hélice d'inclinaison a.*

On sait que la pression exercée par une surface solide contre une molécule fluide, est toujours normale à cette surface, quelle que soit la direction du mouvement de celle-ci, et que si la molécule ne possédait aucune vitesse acquise et qu'il n'y eût point de frottement, elle se mouvrait, dans tous les cas, suivant une ligne perpendiculaire à cette surface. Il résulte de ce principe que si la surface AB se transporte parallèlement à elle-même et en ligne droite, dans la position CD, une molécule d'air entièrement libre, primitivement placée en A, décrirait dans le même temps, le chemin rectiligne AC, perpendiculaire à AB et à CD, et que si AB représentait le développement d'une hélice tracée sur un cylindre et que ce cylindre tournant sur son axe, vint à pousser cette hélice contre une molécule d'air placée en A dans une surface cylindrique dont elle ne pourrait pas sortir, cette molécule décrirait l'hélice de même rayon dont AC est le développement perpendiculaire à AB.

La molécule, dans ce cas, peut être considérée comme animée de deux mouvements dans la surface cylindrique qui la contient, l'un AO parallèle à l'axe du cylindre, l'autre Az suivant la circonférence de ce cylindre.

Supposons que AD représente le chemin  $uR$  parcouru par seconde sur la circonférence du cylindre de rayon R emportant l'hélice avec une vitesse angulaire  $u$ ; Az représentera le chemin parcouru par seconde sur la circonférence de ce cylindre, par la molécule partie du point A, et AO représentera la vitesse  $v$  par seconde que celle-ci prendra en même temps dans le sens parallèle à l'axe de rotation.

On aura d'abord :

$$AO : BO = \cos a : \sin a ; \text{ d'où } BO = AO \frac{\sin a}{\cos a} ;$$

$$AO : Az = \sin a : \cos a ; \quad \text{d'où } Az = AO \frac{\cos a}{\sin a} ;$$

$$\text{Or } BO = Dz \text{ et } Az + Dz = u R, \text{ donc,}$$

$$u R = AO \frac{\cos a}{\sin a} + AO \frac{\sin a}{\cos a} = v \left( \frac{\cos^2 a + \sin^2 a}{\sin a \cos a} \right) = \frac{v}{\sin a \cos a}.$$

On tire de là,

$$v = u R \sin a \cos a. \quad (A)$$

Pour la même vitesse angulaire et le même rayon de cylindre ou d'hélice, la vitesse  $v$  parallèle à l'axe de rotation, sera d'autant plus grande que le produit  $\sin a \cos a$  sera plus considérable.

(Fig. 34.) Si l'on représente par  $l$  le diamètre d'une circonférence, tous les angles inscrits dans la moitié de cette circonférence, seront droits; et si  $a$  est un angle aigu de l'un des triangles ainsi formés, ils satisferont tous à la condition  $\sin^2 a + \cos^2 a = 1$  et le produit  $\sin a \cos a$  représenté par le rectangle inscrit dans la circonférence, sera un maximum quand le rectangle inscrit sera lui-même un maximum, c'est-à-dire quand ses deux côtés seront égaux ou lorsque l'angle  $a$  sera de  $45^\circ$ . On sait, en effet, que le carré est le plus grand rectangle que l'on puisse inscrire dans une circonférence.

La vitesse angulaire d'un cylindre demeurant constante, la vitesse de la molécule poussée par une hélice tracée sur la surface de celui-ci, est donc, dans le sens parallèle à l'axe de rotation, un maximum quand l'hélice fait avec les génératrices du cylindre, un angle de  $45^\circ$ . Plus l'angle  $a$  s'écarte de cette valeur, plus la vitesse parallèle à l'axe de rotation, diminue, et elle devient évidemment nulle lorsque l'angle  $a$  devient zéro ou droit. Dans ces deux derniers cas, les surfaces hélicoïdales se transforment en un disque circulaire tournant autour d'un axe, ou en palettes de ventilateur ordinaire à force centrifuge, placées suivant le rayon. Ces observations ne s'appliquent qu'à l'hypothèse où la molécule d'air ne rencontre aucune résistance à son mouvement, et où la tension des milieux aux deux extrémités de la vis, est identiquement la même.

Si la tension de l'air, du côté vers lequel la molécule est poussée, était plus grande que du côté opposé; si la différence de

ces tensions était, par exemple, représentée par une colonne d'air de hauteur  $h$ , cette charge génératrice tendrait à produire une vitesse  $V = \sqrt{2gh}$  qui ne pourrait se réaliser que le long de l'hélice et, par conséquent, une vitesse  $V \cos \alpha$  dans le sens parallèle à l'axe et dans la direction opposée à celle de la vitesse  $v$  due à l'impulsion de cette hélice.

Lorsque l'on aura  $v = V \cos \alpha$ , la molécule d'air, en vertu du principe mécanique de la coexistence des mouvements, ne se mouvra plus parallèlement à l'axe et décrira tout simplement une circonférence autour de cet axe, avec la vitesse angulaire que possède l'appareil lui-même.

On peut déterminer le rayon  $R$  de l'hélice qui satisferait à cette condition pour une vitesse angulaire  $\omega$  donnée, pour un certain pas  $h$  de la vis et pour une certaine vitesse de rentrée  $V$ , ou pour une certaine différence des tensions qui existent aux deux extrémités de cette vis.

On a d'abord :

$$v = V \cos \alpha = \omega R \sin \alpha \cos \alpha; \quad \text{d'où } V = \omega R \sin \alpha.$$

(Fig. 35.) D'autre part, si  $R$  est le rayon de l'hélice,  $h$  son pas,  $l$  le développement de cette hélice, on trouvera :

$$l = \sqrt{4\pi^2 R^2 + h^2},$$

$$\text{et } l : \sin \alpha = l : 2\pi R; \quad \text{d'où } \sin \alpha = \frac{2\pi R}{l}.$$

L'équation ci-dessus devient alors :

$$V = \omega R \frac{2\pi R}{\sqrt{4\pi^2 R^2 + h^2}}, \text{ et l'on tire de là :}$$

$$R = \sqrt{\frac{V^2}{2\omega^2} \pm \frac{V}{2\omega} \sqrt{\frac{h^2}{\pi^2} + \frac{V^2}{\omega^2}}}. \quad (B)$$

Cette équation fournit le rayon de l'hélice sur laquelle la différence des tensions aux deux extrémités de la vis pneumatique, et l'impulsion du filet de cette vis, se feraient équilibre, et cet équilibre se manifesterait effectivement à cette distance  $R$  de l'axe de rotation si le noyau de la vis, ou l'arbre qui porte les filets, avait le même rayon  $R$ , parcequ'alors les molécules d'air

placées sur ce noyau ne seraient pas poussées par la force centrifuge d'autres molécules plus rapprochées de l'axe et qui ont sur le résultat final une influence que nous avons résolu de négliger pour l'instant, en ne tenant compte que des effets de l'impulsion oblique des filets pour apprécier les résultats du jeu de l'appareil.

Dans cette hypothèse, on voit par l'équation ci-dessus :

$$V \cos a = uR \sin a \cos a ; \text{ d'où } R = \frac{V}{u \cdot \sin a},$$

que lorsque l'angle  $a$  diminue, la vitesse de rentrée  $V \cos a$  parallèle à l'axe, augmente, et qu'il en est de même du rayon de l'hélice d'équilibre.

Pour l'hélice de rayon  $R$ , la vitesse  $v$  due à l'impulsion, peut se mettre sous la forme  $2\pi u h \frac{R^2}{4\pi^2 R^2 + h^2}$ , car  $\cos a = \frac{h}{l}$  et  $\sin a = \frac{2\pi R}{l}$ . Dans cette expression, le numérateur de la fraction diminue avec le rayon de l'hélice, plus rapidement que le dénominateur ; donc en passant du rayon  $R$  d'équilibre à un rayon plus petit, la vitesse d'impulsion parallèle, diminue, tandis que la vitesse de rentrée, augmente. Il en résulte évidemment que, tout autour de l'arbre, en dedans d'une surface cylindrique concentrique avec lui et de rayon  $R$ , il y aurait rentrée de l'air extérieur dans la chambre d'air et que, en dehors de cette surface cylindrique, l'impulsion l'emporterait et qu'il y aurait mouvement du fluide, de la chambre d'air vers l'atmosphère extérieure.

Toutes les vis pneumatiques qui ont été appliquées à la ventilation des mines ont présenté ces rentrées d'air atmosphérique extérieur par la partie centrale.

Pour contrôler par l'expérience les résultats auxquels conduit cette théorie, nous n'avons trouvé que des expériences faites autrefois par M. Glépin, ingénieur du Grand-Hornu et qui ont été depuis consignées dans diverses publications sur l'exploitation des mines.

Ces expériences ont été faites sur trois vis construites pour les charbonnages de Sauwartan, de Monceau-Fontaine et pour la fosse Duchère du Trieu-Kaisin.

Nous appliquerons d'abord les notions théoriques qui viennent d'être exposées à une première expérience faite sur la vis de Sauwartan, puis nous nous contenterons d'insérer dans un tableau, les résultats auxquels les mêmes notions théoriques nous ont conduits, en les appliquant par le même procédé aux autres ventilateurs.

La vis de Sauwartan avait un arbre de 0<sup>m</sup>,046 de diamètre, deux filets d'un développement un peu plus grand qu'une demie hélice, de façon qu'ils se recouvraient un peu dans le sens parallèle à l'axe; sa longueur totale était de 0<sup>m</sup>,80, son pas de 1<sup>m</sup>,46 et son diamètre extérieur de 1<sup>m</sup>,40; elle tournait dans un cylindre en fonte et il n'y avait pas d'autre jeu que celui qui était indispensable à son libre mouvement.

Dans une première expérience, cette vis à la vitesse de 460 tours par minute, faisait passer de la chambre d'air dans l'atmosphère, 3,908 mètres cubes d'air par seconde, sous une dépression de 0<sup>m</sup>,0216 d'eau.

De ces données expérimentales, on peut tirer :

$$\text{Vitesse angulaire } \omega = \frac{6,283.460}{60} = 48^{\text{m}},16;$$

Pas de la vis  $\lambda = 1^{\text{m}},46$ .

En admettant que le poids d'un mètre cube d'air fut, en cet instant, de 1<sup>kil</sup>,25, la hauteur correspondante à la dépression, serait :

$$h = 0,0216 \frac{1000}{1,25} = 17^{\text{m}},28,$$

et la vitesse V correspondante à cette charge génératrice, serait

$$V = \sqrt{2gh} = 18^{\text{m}},41.$$

En appliquant la formule (B) à la recherche de la distance R de l'axe, à laquelle la vitesse de rentrée et la vitesse de sortie s'équilibrent; on trouve :

$$R = 0^{\text{m}},384.$$

Ainsi, d'après ce premier essai de théorie, l'air extérieur devait rentrer dans la chambre d'air, par une section circulaire concentrique avec l'axe de rotation et de 0<sup>m</sup>,384 de rayon; en

dehors de cette section, l'air devait être rejeté de la chambre d'air dans l'atmosphère.

Afin de ne pas compliquer la question, de recherches théoriques exigeant l'emploi des mathématiques supérieures, pour trouver les volumes d'air expulsés par le pourtour de l'appareil et rentrés par sa partie centrale, nous appliquerons à cette recherche une méthode très élémentaire et suffisamment approximative pour l'industrie.

Elle consiste à déterminer les vitesses de rentrée ou de sortie à des distances de l'axe peu différentes ; puis à déterminer à l'aide du théorème de Guldin, le volume d'air qui passe entre les surfaces cylindriques qui ont ces distances pour rayons. Nous faciliterons cette recherche à l'aide d'une figure.

(Fig. 36). Soit OK le rayon de la vis = 0<sup>m</sup>,70.

OA le rayon de l'arbre = 0<sup>m</sup>,023.

OE le rayon d'équilibre = 0<sup>m</sup>,384.

De A en E le fluide rentrera dans la chambre d'air,

De E en K il passera de la chambre d'air dans l'atmosphère extérieure.

D'après ce que nous avons dit ci-dessus, la formule qui nous donnera les vitesses de sortie V', à diverses distances de l'axe, sera :

$$V' = u R \sin a \cos a - V \cos a$$

$$\text{ou } V' = 2\pi u h \frac{R^2}{4\pi^2 R^2 + h^2} - V \frac{h}{\sqrt{4\pi^2 R^2 + h^2}}$$

Et celle qui nous fournira les vitesses de rentrée, sera :

$$V \cos a - u R \sin a \cos a$$

$$\text{ou } V' = V \frac{h}{\sqrt{4\pi^2 R^2 + h^2}} - 2\pi u h \frac{R}{4\pi^2 R^2 + h^2}$$

En appliquant ces expressions à la recherche des diverses vitesses, nous trouvons successivement :

*Vitesse de rentrée.*

Autour de l'arbre à la distance R = 0 <sup>m</sup> ,023 = OA :	V' = 18, <sup>m</sup> 207.
A la distance R = OB = 0 <sup>m</sup> ,114. . . .	V' = 14, <sup>m</sup> 360.
A la distance R = OC = 0 <sup>m</sup> ,204. . . .	V' = 9, <sup>m</sup> 061.
A la distance R = OD = 0 <sup>m</sup> ,294. . . .	V' = 4, <sup>m</sup> 724.
A la distance R = OE = 0 <sup>m</sup> ,384. . . .	V' = 0.



*Vitesse de sortie.*

A la distance R = O F = 0, <sup>m</sup> 46.	.	.	V' = 0, <sup>m</sup> 630.
A la distance R = O G = 0, <sup>m</sup> 52.	.	.	V' = 1, <sup>m</sup> 855.
A la distance R = O H = 0, <sup>m</sup> 58.	.	.	V' = 2, <sup>m</sup> 890.
A la distance R = O I = 0, <sup>m</sup> 64.	.	.	V' = 4, <sup>m</sup> 926.
A la distance R = O K = 0, <sup>m</sup> 70 rayon total de la vis,	.	.	V' = 6, <sup>m</sup> 097.

En faisant passer une ligne par les extrémités des longueurs qui représentent ces vitesses, on reconnaît que l'on peut, sans grave erreur, considérer les vitesses, entre deux points, C et D par exemple, comme décroissant de façon qu'en les traçant toutes entre ces deux points, et faisant passer une ligne par leurs extrémités, on formerait le trapèze C D *m n*. Dans ces conditions, le volume d'air rentré entre les deux surfaces cylindriques, de rayons O C et O D, sera représenté par le volume qu'engendrerait la surface C D *m n* dans une révolution autour de l'axe de la vis.

Or ce volume est égal à la surface C D *m n* multipliée par la circonférence que décrirait son centre de gravité, et l'on sait, d'après les éléments de mécanique, que le centre de gravité de la surface d'un trapèze C D *m n* se trouve à une distance de la grande base C *n*, égale à

$$\frac{CD}{3} + \frac{D \text{ m. } C D}{3 (C \text{ m} + D \text{ n})}.$$

cela posé, nous trouvons :

$$\text{Surface du trapèze C D m n} = \frac{9,061 + 4,724}{2} 0^{\text{m}},09 = 0,^{\text{m}}62;$$

distance du centre de gravité à la base C *n*

$$\frac{0,09}{3} + \frac{4,724 \cdot 0,09}{3 (9,061 + 4,724)} = 0,^{\text{m}}04;$$

rayon de la circonférence décrite par le centre de gravité O C + 0,04 = 0,<sup>m</sup>244.

Le volume d'air rentré entre les deux surfaces cylindriques de 0,<sup>m</sup>204 et de 0,<sup>m</sup>294 de rayons, sera donc.

$$0,^{\text{m}}62 \times 6,283 \times 0,^{\text{m}}244 = 0,95 \text{ mètres cubes.}$$

En appliquant la même méthode à la recherche des volumes rentrés ou sortis entre les diverses surfaces cylindriques, dont

nous avons assigné ci-dessus les rayons, nous trouvons comme résultat final :

Volume rentré depuis le centre de la vis jusqu'à la surface cylindrique d'équilibre. . . . . 2,<sup>m</sup>747

Volume expulsé depuis la surface cylindrique d'équilibre jusqu'au pourtour de la vis . . . . . 3,<sup>m</sup>006

Volume théorique effectivement débité par la vis. 0,<sup>m</sup>259

Tandis que le volume pratique était de . . . . . 3,<sup>m</sup>908.

Nous avons fait des calculs semblables relatifs à une seconde expérience faite sur le même ventilateur et à deux expériences faites sur les ventilateurs de Monceau Fontaine et de la fosse Duchère du Trieu-Kaisin, fonctionnant dans des conditions de vitesse très différentes et présentant des diamètres plus grand et plus petit que celui de la vis de Sauwartan. Les résultats auxquels nous sommes arrivés, sont consignés dans le tableau suivant :

NOMS DES CHARBONNAGES		Nombre de tours qu'elles faisaient par minute.		Dépression produite dans la chambre d'air. En mètres d'eau.		Rayon de la surface cylindrique d'équilibre.		Volume théorique des rentrées.		Volume théorique des sorties.		Volume théorique d'air effectivement rentré dans la mine.		Volume effectivement expulsé de la mine, d'après l'expérience.							
où les vis à deux ailes ont été établies.																					
Dimensions de ces vis.																					
Vis de Sauwattan.		Diam. de la vis. 1 <sup>m</sup> .40 Longueur . . . 0 <sup>m</sup> .80 Pas de la vis . 1 <sup>m</sup> .48 Diam. de l'arbre 0 <sup>m</sup> .046		1 <sup>re</sup> expérience. 2 <sup>e</sup> expérience.		460 534,3		0,0216 0,0128		0,384 0,430		2,747 2,960		3,006 1,320		0,289 zéro		zéro 1,640		3,908 2,570	
Vis de Monceau-Fontaine.		Diamètre de la vis . . . . 0 <sup>m</sup> .80 Longueur . . . . 0 <sup>m</sup> .45 Pas de la vis . . . . 0 <sup>m</sup> .80 Diamètre de l'arbre . . . . 0 <sup>m</sup> .020				750		0,0063		0,161		0,339		1,826		1,489		zéro		2,152	
Vis de la fosse Duchère, du Trieu-Kaisin.		Diamètre de la vis. . . . 3 <sup>m</sup> .00 Longueur . . . . 0 <sup>m</sup> .80 Pas de la vis . . . . 1 <sup>m</sup> .40 Diamètre de l'arbre . . . . 0 <sup>m</sup> .06				189		0,021		0,948		16,683		4,208		zéro		12,477		7,030	

On reconnaît à l'inspection de ce tableau, qu'il n'y a aucune espèce de rapport entre le volume d'air pratiquement débité par ces ventilateurs et le volume qu'ils devraient effectivement extraire de la mine, si l'impulsion des ailes sur la masse d'air qui pénètre entr'elles, était la seule cause de ventilation. Lorsque ces appareils ne fonctionnent pas avec une grande rapidité, comme dans la seconde expérience sur la vis de Sawartan et dans l'unique expérience sur la vis de la fosse Duchère, les effets de l'impulsion seule ne suffiraient pas pour contrebalancer la tendance de l'air extérieur à rentrer dans la mine, et si la dépression ne devait pas, par sa nature même, disparaître lorsque l'écoulement de la mine vers l'atmosphère extérieure vient à cesser, ou lorsque cet écoulement se produit en sens inverse, la vis pneumatique, au-dessous d'une certaine vitesse, n'empêcherait pas l'air extérieur de rentrer dans les travaux.

Puisqu'il y a, dans tous les cas, une ventilation effective produite par ces appareils, il faut bien qu'il intervienne un second phénomène qui vient en aide à l'impulsion directe, et ce phénomène est la force centrifuge. Une observation de M. Glépin sur la vis de la fosse Duchère, met cette intervention de la force centrifuge hors de doute, et il est regrettable que des observations analogues sur les autres vis, n'aient point été faites à l'époque où elles fonctionnaient. M. Glépin, en se transportant dans la chambre d'air, derrière la vis, a constaté qu'au lieu d'y avoir autour de l'axe, un courant rentrant qui n'eût été que la continuation du courant rentrant constaté de l'autre côté de cette vis et par sa partie centrale, il y avait au contraire, un courant très actif dirigé de la chambre d'air vers l'appareil, et qu'au lieu d'un courant dirigé de la chambre d'air vers l'atmosphère extérieure, sur le pourtour de la vis, ce qui eût été conforme aux prévisions basées sur la théorie de l'impulsion, il y avait au contraire un courant très prononcé sortant de la vis et dirigé vers la chambre d'air. En un mot, dans ce ventilateur, l'air entraînait, par les deux faces, dans le voisinage de l'arbre et sortait, par les deux faces, à partir d'une certaine distance de l'axe et jusqu'à sa circonférence. Toutes choses se passaient

comme elles se passeraient dans un ventilateur à ailes planes ordinaires que l'on aurait enveloppé sur tout son pourtour, mais dont on aurait laissé les deux faces communiquer librement avec l'atmosphère environnante exerçant la même tension sur ces deux faces ; l'air extérieur entrerait des deux côtés dans l'appareil par sa région centrale et s'échapperait transversalement par les deux faces ouvertes à partir d'une certaine distance de l'axe jusqu'à l'enveloppe ; seulement, dans la vis, le mouvement par la face tournée vers l'atmosphère extérieure, se trouvant aidé par les effets de l'impulsion directe, le volume d'air qui s'échappait de ce côté par le pourtour, était plus considérable que le volume qui s'échappait par la face opposée, et c'est la différence de ces volumes, qui constituait la ventilation effective, malgré l'obstacle résultant de la dépression.

Il est évident que de semblables appareils agissant sur une masse d'air considérable venant à la fois de l'atmosphère extérieure et de la chambre d'air, l'emportant dans leur mouvement de rotation et la rejetant ensuite partiellement dans la chambre d'air où la force vive qu'elle a reçue va se perdre dans des remous, ne doivent fournir qu'un effet utile très faible ; aussi M. Glépin en évaluant, d'une part, le travail qu'ils utilisent en air chassé de la mine sous la dépression produite et, d'autre part, le travail effectivement transmis à leur axe, ne porte-t-il qu'à 0,20 ou 0,24 au maximum, la fraction utilisée de ce travail qu'il faut effectivement transmettre à leur arbre. Ce sont là évidemment, de très mauvais appareils, au moins quand ils fonctionnent dans les conditions des expériences que nous avons rapportées. M. Glépin rapporte aussi dans son mémoire, qu'à une époque postérieure à ses expériences, on a placé une plaque circulaire de 1<sup>m</sup> 70 de diamètre, sur la face extérieure de la vis de la fosse Duchère, afin de fermer tout ou partie de la région par laquelle l'air atmosphérique extérieur rentrait dans l'appareil, et que la marche de la machine en avait été améliorée. Cette modification était parfaitement rationnelle puisqu'elle supprimait en totalité ou en partie, la rentrée, dans l'appareil, d'une fraction considérable du volume d'air qui venait d'être

refoulé dans l'atmosphère extérieure par la région comprise entre la surface cylindrique d'équilibre et le pourtour de la vis, et l'on pouvait affirmer à priori que la fermeture de la région centrale, dans la face extérieure de cette vis, serait suivie d'une ventilation plus active et d'une dépense proportionnelle de travail, plus faible qu'auparavant. Il eut été convenable, en même temps, de fermer par une plaque circulaire percée à son centre, d'une large ouverture, toute la partie de la face intérieure de l'appareil par laquelle la force centrifuge reversait dans la chambre d'air une partie du fluide qui avait pénétré dans la vis par sa partie centrale. Par ces deux modifications simultanées, cette vis n'eût plus exercé d'action que sur la masse d'air qui devait être définitivement refoulée dans l'atmosphère et il est hors de doute que son effet utile et le volume d'air effectivement tiré de la mine ne s'en fussent trouvés notablement augmentés. On serait alors arrivé à la disposition représentée par la figure (37) et qui nous semble la mieux adaptée au mode d'action que ce genre d'appareils exerce sur l'air qui pénètre dans son intérieur, parce qu'elle supprime toutes les rentrées qui sont la cause certaine d'une perte de travail considérable sans rien changer au mode d'action des filets sur l'air soumis à cette action.

La vis pneumatique, avant comme après les modifications que nous venons d'indiquer, n'est donc pas, seulement, un ventilateur à impulsion directe de l'air vers l'atmosphère extérieure, elle est un appareil à impulsion directe et à force centrifuge; elle porte ce caractère dans tous les cas, et les cloisons dont nous recommandons l'emploi ne font que supprimer les inconvénients principaux inhérents à sa disposition primitive qui n'a pu être adoptée qu'à cause de l'ignorance dans laquelle on était, du rôle que la force centrifuge devait jouer dans son mode de fonctionnement.

Nous allons maintenant essayer d'établir une théorie des causes du mouvement de l'air dans ce genre de ventilateur rationnellement disposé, comme nous venons de le proposer, en tenant compte des effets de l'impulsion directe et de la force centrifuge réunis.

Supposons qu'une molécule d'air s'engage dans une vis à une certaine distance  $R$  de l'axe de rotation, que cette molécule ne possède aucune vitesse angulaire avant d'arriver dans la vis et ne soit animée que d'une vitesse  $V'$  parallèle à l'axe ; puis représentons par  $AB$  le développement rectiligne de l'hélice de rayon  $R$  qui rencontre cette molécule et qui possède la vitesse tangentielle  $\omega R$ .

(Fig. 38.) Pour que cette molécule ne soit point emportée dans le mouvement de rotation de l'hélice et continue à se mouvoir parallèlement à l'axe, il faut évidemment que la vitesse  $V'$  soit représentée par  $AC$  quand la vitesse tangentielle de l'hélice est représentée par  $AD = \omega R$ .

Or on a, pour ce cas,  $V' : \omega R = \cos \alpha : \sin \alpha = \frac{h}{l} : \frac{2\pi R}{l}$ , le pas de la vis étant représenté par  $h$  et le développement de l'hélice, par  $l$ .

On tire de là  $V' \cdot 2\pi R = \omega R h$  et  $V' = \frac{\omega h}{2\pi}$ .

Cette vitesse constante, quelle que soit la distance de l'axe à laquelle la molécule d'air s'engage dans la vis, est en même temps celle que prend un écrou sur une vis tournante, lorsqu'on empêche cet écrou de tourner avec elle. Ainsi lorsqu'une vis dont le pas est de 2<sup>m</sup>, fait 200 tours par minute, ce qui correspond à une vitesse angulaire de 20,94, les filets fluides qui la traversent doivent posséder une vitesse  $V' = \frac{20,94 \cdot 2}{2\pi} = 6,666$  pour n'être pas emportés dans le mouvement de rotation et traverser la vis en ligne droite parallèle à l'axe.

Pour toute vitesse  $V'$  plus petite, les filets fluides participeraient au mouvement de rotation dans une mesure d'autant plus grande que  $V'$  serait plus faible ; et pour toute vitesse plus grande, les filets se détacheraient de l'hélice et traverseraient encore la vis en ligne droite si celle-ci ne portait que des portions de filets qui ne se recouvrent pas dans le sens parallèle à l'axe.

(Fig. 39.) Lorsque  $V'$  est plus petit que  $\frac{u}{2\pi}h$  et peut être représenté par  $An$  au lieu de l'être par  $AC$ , la molécule engagée en  $A$  sur l'hélice, se trouve en  $y$  lorsque celle-ci a parcouru le chemin  $AD = uR$ , et elle a fait un mouvement angulaire  $ny$ .

Si l'on représente par  $u_1$  la vitesse angulaire communiquée par l'impulsion à cette molécule, on aura  $ny = u_1 R = AD - nx$ ;

$$\text{d'où } u_1 R = uR - nx.$$

$$\text{Mais } nx : V' = \sin a : \cos a = \frac{2\pi R}{l} : \frac{h}{l};$$

$$\text{d'où } nx = V' \frac{2\pi R}{h}$$

$$\text{et } u_1 R = uR - V' \frac{2\pi R}{h}, \text{ équation qui donne}$$

$$u_1 = u - V' \frac{2\pi}{h}$$

C'est l'expression de la vitesse angulaire communiquée aux filets fluides qui traversent la vis avec une vitesse  $V'$  plus petite que celle qui correspond à une traversée en ligne droite parallèle à l'axe.

Lorsque les filets fluides qui pénètrent dans une vis et se mettent en contact avec une hélice d'un certain rayon  $R$ , possèdent déjà une vitesse angulaire égale à celle de cette vis, il est clair que quelle que soit leur vitesse  $V'$  parallèle à l'axe ils doivent se détacher de l'hélice qui ne peut plus produire d'impulsion sur eux. En effet la vitesse tangentielle commune  $uR$  que possèdent les molécules et l'hélice, n'a aucune influence sur le mouvement relatif de ces molécules et de cette hélice ; tout se passera comme si le mouvement commun n'existait pas et que les molécules ne fussent animées que de la vitesse  $V'$  parallèle à l'axe relativement à l'hélice immobile.

Si les molécules, après avoir reçu une vitesse tangentielle  $uR$  à une distance  $R$  de l'axe de rotation, se trouvaient mises en contact avec une hélice de rayon  $R' > R$ , c'est-à-dire ayant une vitesse tangentielle  $uR'$ , il y aurait impulsion de l'hélice contre ces molécules si elles ne possédaient point de vitesse pa-



rallèle à l'axe ; mais si elles possédaient une telle vitesse, celle-ci pourrait être suffisante pour qu'il n'y eut point d'impulsion, et pour que ces molécules animées d'abord de la vitesse tangentielle  $uR$ , ne reçussent point d'accroissement de vitesse de la part de l'hélice animée de la vitesse tangentielle  $uR'$ . (fig. 40.) Il suffirait, pour cela, que la vitesse  $V'$  parallèle à l'axe fut représentée par  $AC$  lorsque la vitesse tangentielle  $uR$  est représentée par  $Au$  et la vitesse tangentielle de l'hélice de rayon  $R'$ , par  $AD$  ou  $mw$ . En effet, si une molécule d'air arrive en  $A$  sur l'hélice du rayon  $R'$  avec une vitesse tangentielle acquise  $uR$  représentée par  $Au$ , l'hélice dont  $AB$  est le développement et qui possède la vitesse tangentielle  $uR'$ , rencontrera cette molécule avec la vitesse relative  $uR' - uR$  ; tout se passera, en vertu du principe de l'indépendance des mouvements, comme si la molécule arrivait en  $A$  sans vitesse tangentielle et que l'hélice de rayons  $R'$  avec laquelle elle se met en contact, n'eût que la vitesse tangentielle  $uR' - uR$  représentée dans la figure par  $Du$  ou par  $Cx$  et  $Az$ . Or, dans ces conditions, et pour que la vitesse  $V'$  parallèle à l'axe puisse se continuer sans déviation et sans que la molécule soit emportée dans la rotation relative, il suffit, évidemment, que cette molécule, partie de  $A$ , arrive en  $C$  pendant que l'hélice accomplit la rotation relative  $Az$ .

On a alors :

$$AC : Cx = \cos a : \sin a ; \text{ ou } V' : uR' - uR = \frac{h}{l} : \frac{2\pi R}{l} ;$$

$$\text{d'où } V' = \frac{u h (R' - R)}{2\pi R'} .$$

Ainsi, par exemple, si une molécule placée à une distance  $R$  de l'axe d'une vis, égale à  $1^m56$ , possédait, comme la vis, une vitesse angulaire de  $20^m94$ , que le pas de cette vis fût de  $2^m$ , et que cette même molécule fut transportée brusquement à une distance de l'axe égale à  $1^m70$ , il faudrait, pour qu'elle ne reçut point d'accroissement de vitesse tangentielle, qu'elle possédât une vitesse parallèle à l'axe, égale à

$$V' = \frac{20,94 \cdot 2^m (1,70 - 1,56)}{6,283 \cdot 1,70} = 0^m55.$$

Pour toute vitesse parallèle à l'axe, plus grande, la molécule se détacherait de l'hélice et se mouvrait sans accroissement de vitesse tangentielle.

Pour toute vitesse parallèle à l'axe, plus petite, elle recevrait un accroissement de vitesse tangentielle qui pourrait être évalué de la manière suivante :

(Fig. 40) soit  $AC' = V' < \frac{uR(R'-R)}{2\pi R'}$

Pendant le mouvement tangentiel  $uR' = AD$ , de l'hélice, le mouvement tangentiel  $uR = An$  de la molécule, deviendra  $C'm'$ .

Or  $C'm' = uR' - DO$ , et l'on a d'autre part :

$$DO : V' = \sin a : \cos a = \frac{2\pi R'}{l} : \frac{h}{l}$$

$$\text{d'où } DO = V' \frac{2\pi R'}{h}.$$

Cela donne  $C'm' = uR' - V' \frac{2\pi R'}{h}$  vitesse tangentielle absolue.

En représentant par  $u_1$  la vitesse angulaire correspondante à cette vitesse tangentielle, on aura :

$$u_1 R' = uR' - V' \frac{2\pi R'}{h}$$

$$\text{et } u_1 = u - V' \frac{2\pi}{h}.$$

Si la vitesse tangentielle  $uR$  restait la même à la distance  $R'$  de l'axe, la vitesse angulaire, à cette distance, serait ;

$$u_1 R' = uR$$

$$\text{d'où } u_1 = u \frac{R}{R'}.$$

Ainsi, en reprenant l'exemple précédent, lorsque la vitesse angulaire d'une molécule située à 1<sup>m</sup>56 de l'axe de la vis, est de 20<sup>m</sup>,94 comme celle de cette vis, et que cette molécule transportée à la distance de 1<sup>m</sup>70 de l'axe, possède une vitesse parallèle à cet axe, de 0<sup>m</sup>,55, sa vitesse angulaire à cette distance, est de 20,94  $\frac{1,56}{1,70} = 19^m21$ , tandis que si la vitesse parallèle à l'axe

eut été seulement de  $0^m,25$ , la vitesse angulaire, se serait élevée à :

$$u_1 = u - V' \frac{2\pi}{h} = 20,94 - 0,25 \frac{6,283}{2} = 20^m,155.$$

Pour que la vitesse angulaire de cette molécule fût toujours de  $20^m,94$ , c'est-à-dire égale à celle de la vis, pendant qu'elle s'éloigne de l'axe de rotation, il faudrait que sa vitesse  $V'$  parallèle à l'axe fût nulle.

Il faut observer que l'expression  $u_1 = u - V' \frac{2\pi}{h}$  ne peut

fournir la vitesse angulaire des molécules emportées dans le mouvement de rotation de la vis et animées, en même temps, d'une vitesse parallèle à l'axe de cette vis, que jusqu'à la limite où cette vitesse parallèle laisse ces molécules en contact avec les hélices qui les poussent. Lorsque  $V'$  dépasse cette limite les molécules se détachent des hélices et leurs vitesses tangentielles ne sont plus augmentées par l'action de ces hélices.

Nous allons examiner maintenant le cas où les molécules emportées dans le mouvement de rotation d'une vis, au lieu de se mouvoir en même temps dans une direction parallèle à l'axe de rotation, sont animées d'une vitesse qui fait un certain angle avec cet axe et dans le même plan.

(Fig. 41.) Supposons d'abord qu'une molécule située en A sur l'hélice KN de rayon R, se meuve dans le sens AB de ce rayon avec une vitesse V par seconde; ce mouvement, quelle que soit la vitesse V, peut s'accomplir sans que la molécule se détache de la surface du filet de la vis qui, dans cette direction, présente une ligne droite.

La molécule-située en A possède la même vitesse  $uR$  que l'hélice KN, et si, dans  $\frac{1}{n}$  de seconde elle parcourt dans la direction AB un chemin infiniment petit  $x$ , sa distance à l'axe sera  $R+x$  et sa vitesse tangentielle  $u(R+x)$ . Si l'on admet que ce petit mouvement  $x$  s'est produit instantanément, la vitesse relative de rencontre du filet et de la molécule sera

$u(R+x) - uR = ux$  et l'accroissement de vitesse tangentielle de cette molécule sera également  $ux$  pendant  $\frac{1}{n}$  de la seconde.

Pour tous les chemins égaux  $x$  dont se compose la vitesse  $V$  dans la direction  $AB$ , l'accroissement de vitesse tangentielle sera le même ; de sorte que cet accroissement de vitesse par seconde sera  $nux$ , et puisque  $nx = V$ , la molécule pourra être considérée comme sollicitée par une force continue et constante produisant sur elle un accroissement de vitesse, par seconde, égal à  $uV$ , dans la direction tangentielle.

Or, une force  $F$  qui produit sur une masse  $m$  un accroissement de vitesse par seconde, égal à  $uV$ , a pour valeur, d'après les éléments de mécanique,

$$F = muV.$$

Telle est la valeur de la puissance continue et constante qui sollicite toute masse d'air emportée dans la rotation d'une vis et se mouvant suivant le rayon avec la vitesse  $V$  par seconde ; cette puissance étant estimée dans la direction tangentielle à la rotation.

Supposons maintenant que la vitesse  $V$  ait lieu dans la direction  $AC$  qui fait un angle  $\alpha'$  avec  $AI$  parallèle à l'axe de rotation, et que cet axe et cette vitesse soient encore dans un même plan.

La vitesse  $V$  se décomposera en deux ; une composante dans le sens du rayon égale à  $V \sin \alpha'$ , et une composante parallèle à l'axe, égale à  $V \cos \alpha'$ .

La composante parallèle à l'axe ne donnerait lieu à aucun accroissement de vitesse, mais la composante suivant le rayon donnerait naissance à un accroissement de vitesse de la molécule, par seconde, qui serait égal à  $uV \sin \alpha'$ , si le filet de la vis était une palette de ventilateur ordinaire, placée dans un même plan avec l'axe de rotation ; mais il n'en est point ainsi, le filet de la vis présente une certaine obliquité relativement au plan qui contient l'axe et la molécule, et il peut arriver qu'il n'y ait point d'impulsion du filet contre cette molécule malgré le mouvement continu de celle-ci dans le sens du rayon.

(Fig. 42.) En effet : soit  $a$  l'angle que l'hélice de rayon  $R$  sur laquelle nous supposons que la molécule est placée, fait avec la génératrice du cylindre de même rayon.

La vitesse de la molécule, parallèlement à l'axe, étant représentée par  $A u = V \cos a'$  et sa vitesse d'écartement de l'axe, par  $V \sin a'$ , il est évident qu'il n'y aura point d'impulsion lorsque l'excédant de vitesse de l'hélice de rayon  $R + V \sin a'$ , sur la vitesse de l'hélice de rayon  $R$ , sera représenté par  $B u$ .

Or cet excédant de vitesse  $= u(R + V \sin a') - u R = u V \sin a'$ .

Il n'y aura donc point d'impulsion lorsque l'on aura la proportion :

$$V \cos a' : u V \sin a' = \cos a : \sin a.$$

Ce qui donne :

$$\text{tang } a' = \frac{\text{tang } a}{u}.$$

Pour tout angle  $a'$  plus grand, il y aurait impulsion des hélices contre les molécules et, pour tout angle plus petit, celles-ci se détacheraient de ces hélices, à toutes les distances de l'axe de rotation et à toutes vitesses  $V$ .

Prenons pour exemple la vis dont il a déjà été question ci-dessus, qui est supposée faire 200 tours par minute et dont le pas est de 2<sup>m</sup>.

A une distance de l'axe égale à 1<sup>m</sup>,80, par exemple, on a :

$$\text{tang } a = \frac{\sin a}{\cos a} = \frac{2 \pi R}{h} = \frac{12^m,96}{2^m} = 6,48.$$

$$\text{et il viendra } \text{tang } a' = \frac{6,48}{20,94} = 0,30945.$$

Ce qui correspond à un angle de 18°, 1', 30".

A cette distance de 1<sup>m</sup>,80 les hélices du filet n'exerceraient aucune pression sur toutes les molécules qui se mouvraient dans une direction comprise dans le même plan que l'axe de rotation et qui ferait avec cet axe un angle plus petit que 18°, 1', 30".

Si la vitesse angulaire diminuait, l'angle limite  $a'$  augmenterait et si elle augmentait, l'angle limite diminuerait.

Lorsque l'angle  $a'$  à une distance déterminée de l'axe de rotation, est plus grand que la valeur limite correspondante à l'expression qui précède, il y a impulsion de l'hélice contre la molécule d'air et l'on peut trouver l'intensité de cette impulsion de la manière suivante :

(Fig. 42.) Si la molécule possédait antérieurement la vitesse tangentielle  $u R$  à la distance  $R$ , et qu'elle passât suivant le rayon, à la distance  $R + V \sin a'$ , la vitesse tangentielle de l'hélice qui la rencontrerait serait  $u (R + V \sin a')$  et l'excédant de vitesse de cette hélice sur la vitesse de la molécule, serait, comme ci-dessus :

$$u (R + V \sin a') - u R = u V \sin a'.$$

Représentons cet excédant de vitesse par  $AD = BC$  et la vitesse  $V \cos a'$  parallèle à l'axe de rotation, par  $A n$ . L'accroissement de vitesse tangentielle de la molécule, par seconde, sera :

$$C n = u V \sin a' - B n;$$

$$\text{Or } B n : V \cos a' = \sin a : \cos a; \quad \text{d'où } B n = V \cos a' \frac{\sin a}{\cos a},$$

$$\text{Ce qui donne } C n = u V \sin a' - V \cos a' \frac{\sin a}{\cos a}.$$

C'est l'accroissement de vitesse tangentielle, par seconde, que produit l'impulsion d'une hélice et que nous avons précédemment représentée par  $u V$ , lorsque le mouvement de la molécule avait lieu suivant le rayon. On peut mettre cette expression sous la forme suivante, en représentant par  $V''$  l'accroissement de vitesse :

$$V'' = u V \sin a' - V \cos a' \frac{2 \pi R}{h},$$

$$\text{ou} \quad V'' = \frac{V}{h} (u h \sin a' - 2 \pi R \cos a'). \quad (C)$$

La puissance  $F$  capable de produire cet accroissement de vitesse par seconde sur une masse  $m$  de molécules d'air se mouvant dans les mêmes conditions, aurait pour valeur, d'après la loi mécanique déjà rappelée :

$$F = m V'' = \frac{m V}{h} (u h \sin a' - 2 \pi R \cos a') \quad (D)$$

Les expressions (C) et (D) sont des expressions générales applicables dans tous les cas et dont les valeurs de  $V''$  et de  $F$  déterminées plus haut ne sont que des cas particuliers.

Ainsi, par exemple, supposons qu'il s'agisse de tirer de l'expression (C) la valeur de l'angle  $\alpha'$  pour laquelle toute impulsion cesse de se produire sur les molécules qui traversent obliquement la région cylindrique de 1<sup>m</sup>80 de rayon et concentrique avec l'axe de rotation de la vis adoptée ci-dessus.

Il suffit, pour satisfaire à cette condition, que  $V''$  soit nul et il faut que l'on ait, pour cela:

$$u h \sin \alpha' = 2 \pi R \cos \alpha'$$

$$\text{d'où } \tan \alpha' = \frac{2 \pi R}{u h} = \frac{12,96}{20,94 \cdot 2} = 0,30945.$$

Ce qui fournit évidemment le même angle  $\alpha'$  que ci-dessus.

Si l'angle  $\alpha'$  était de 40°, à la même distance de l'axe de rotation, dans les mêmes conditions de vitesse angulaire de la vis, et pour une vitesse  $V$  de 1<sup>m</sup> par seconde, on aurait :

$$V'' = \frac{1}{2} \left( 20,94 \cdot 2 \cdot \sin 40^\circ - 12,96 \cdot \cos 40^\circ \right) = 8,43.$$

$$\text{d'où } F = m V'' = \frac{p \cdot 8,43}{9,81} = 0,859 \cdot p.$$

$p$  représentant le poids de la masse  $m$  d'air qui se mouvrait dans ces conditions.

Cette force croîtrait ensuite proportionnellement à la vitesse  $V$ .

Si l'angle  $\alpha'$  était de 90°, c'est-à-dire si la vitesse  $V$  avait la direction du rayon, il viendrait d'après l'expression (C), comme d'après celle que nous avons exposée un peu plus haut :

$$V'' = \frac{V}{h} \left( u \cdot h \cdot \sin 90^\circ - 2 \pi R \cos 90^\circ \right) = u V$$

et, dans le cas particulier adopté ci-dessus :

$$F = m V'' = \frac{p \cdot 20,94 \cdot 1^m}{9,81} = 2,13 \cdot p.$$

C'est là le maximum d'effort tangentiel que l'aile d'une vis, peut exercer sur un poids  $p$  d'air qui se meut suivant le rayon avec une vitesse de 1<sup>m</sup> par seconde, lorsque cette vis fait 200 tours par minute.

Mais, d'après les lois de l'hydrodynamique, toute pression exercée par une surface sur un fluide, est nécessairement normale à cette surface; il en résulte évidemment, dans le cas qui nous occupe, que les efforts tangentiels  $F$  que nous avons évalués ci-dessus, ne sont que les composantes dans le sens du mouvement des hélices, d'efforts perpendiculaires à la surface des filets et qui fournissent en même temps des composantes parallèles à l'axe de rotation.

(Fig. 43). Soient  $F = AD$  l'effort tangential,

$F' = AC$  l'effort normal dont  $AD$  est la composante tangentielle.

$F'' = Az$  la composante de  $F'$  parallèle à l'axe de rotation,

$\alpha$ , l'angle de l'hélice avec la génératrice du cylindre de même rayon.

On aura successivement :

$$F : F' = \cos \alpha : 1 ; \quad \text{d'où } F' = \frac{F}{\cos \alpha} ;$$

$$F : F'' = \cos \alpha : \sin \alpha ; \quad \text{d'où } F'' = F \tan \alpha ;$$

Ou sous une autre forme, le rayon de l'hélice étant  $R$ , le pas  $h$ , et  $l$  l'hypothénuse du triangle rectangle construit sur le pas et la circonférence de rayon  $R$  :

$$F' = \frac{Fl}{h}, \text{ et } F'' = F \frac{2\pi R}{h}.$$

Il résulte évidemment de la dernière de ces expressions, que plus les masses d'air qui se meuvent dans une vis suivant le rayon ou en faisant un certain angle avec ce rayon, s'écartent de l'axe de rotation, plus l'effort qui les sollicite parallèlement à l'axe pour les rejeter dans l'atmosphère, est considérable. Lorsque  $2\pi R$  est égal à  $h$ , l'effort parallèle à l'axe est égal à l'effort tangential.

Nous avons vu tout à l'heure, dans une application numérique, que lorsqu'une molécule traversait la surface cylindrique de 1<sup>m</sup>80 de rayon, avec une vitesse de 1<sup>m</sup> par seconde et dans une direction qui faisait un angle de 40° avec la génératrice correspondante de cette surface, la force tangentielle qui sollicitait cette molécule dans le sens de la rotation de la vis, était



égale à 0,859 de son poids  $p$ ; dans les mêmes conditions, l'effort qui la sollicite parallèlement à l'axe de rotation est égal à

$$0,859 p \frac{2\pi \cdot 1,80}{h} = 4,857 \cdot p.$$

On peut tirer, de ces considérations, quelques conséquences assez importantes :

Les impulsions tangentielles que les hélices d'une vis exercent contre les filets fluides qui se meuvent dans la direction perpendiculaire à l'axe de rotation, sont des forces continues et constantes quand la vitesse de ces filets, dans cette direction, est constante. Les impulsions sur les mêmes filets dans le sens parallèle à l'axe de rotation et dans les mêmes conditions de mouvement, croissent à mesure qu'ils s'éloignent de l'axe de rotation.

Lorsque, sous les influences réunies de ces impulsions parallèles à l'axe de rotation et de la force centrifuge due au mouvement de rotation des filets fluides, ceux-ci se meuvent dans une direction oblique à l'axe de rotation, l'intensité de l'impulsion exercée par les hélices sur les molécules dont ils sont composés, décroît assez rapidement à mesure que l'angle de la direction de leur mouvement et de l'axe de rotation devient plus petit, et s'annule tout à fait lorsque cet angle est descendu au dessous d'une certaine valeur dont nous avons montré le mode de détermination.

Lorsque l'angle que fait la vitesse des filets fluides avec la direction parallèle à l'axe de rotation, est devenu assez petit pour annuler l'impulsion des hélices, la force centrifuge seule produit le mouvement parallèle à cet axe, la vitesse tangentielle des molécules n'augmente plus à mesure qu'elles s'éloignent du centre de la vis et leur vitesse angulaire diminue à mesure qu'elles s'éloignent de ce centre.

Ainsi, dans le cas particulier que nous avons adopté précédemment, d'une vis faisant 200 tours par minute et ayant un pas de 2<sup>m</sup> de longueur, un filet fluide qui s'est d'abord dirigé suivant le rayon jusqu'à une certaine distance de l'axe de ro-

tation en prenant jusqu'à cette distance la même vitesse angulaire que la vis elle-même, pourrait à partir de ce point se diriger vers l'orifice de sortie sans éprouver d'impulsion de la part des hélices et sans augmenter de vitesse tangentielle, à la condition de suivre à travers l'appareil une trajectoire qui, à la distance de 1<sup>m</sup>,80 de l'axe ne ferait pas, avec cet axe, un angle plus grand que 18°, 1', 30" et qui, à toutes les autres distances, ne ferait pas avec lui, un angle plus grand que celui qui est représenté par  $a'$  dans l'expression (C) quand on suppose  $V''$  égal à zéro.

Si la trajectoire de ce filet, abstraction faite de son mouvement de rotation avec la vis, était une ligne droite oblique à l'axe, il faudrait pour que le filet fluide traversât l'appareil sans recevoir d'accroissement de vitesse tangentielle, que l'angle de cette trajectoire rectiligne et de l'axe au point où commence le mouvement oblique, fut plus petit que l'angle  $a'$  fourni par l'expression (C) quand  $V''$  égale zéro et pour la valeur de  $R$  à l'instant où commence ce mouvement oblique. En effet l'expression

$$u h \sin a' = 2 \pi R \cos a'$$

donne  $\tan a' = \frac{2 \pi R}{u h}$ , et c'est quand  $R$  a sa plus petite valeur que l'angle  $a'$  prend aussi sa valeur minima ; au-delà de cette distance à l'axe, le filet fluide se détacherait des hélices qui le poussaient antérieurement, et s'il faisait avec l'axe un angle plus grand, il recevrait un accroissement de vitesse pendant une partie de sa trajectoire, d'autant plus considérable que l'angle serait plus grand.

*Vitesses dues aux forces centrifuges quand les vitesses angulaires sont variables.*

(Fig. 44) Considérons une masse d'air  $m n x y$  comprise entre deux surfaces cylindriques de rayons  $O A$  et  $O E$  et tournant autour de l'axe  $O$ .

Supposons que cette masse d'air ne se meuve pas toute en-

tière avec la même vitesse angulaire autour de l'axe O, et qu'en la partageant en tranches cylindriques de faibles épaisseurs AB, BC, CD, DE, on trouve que la vitesse angulaire est :

$u$  en A,  $u_1$  en B,  $u_2$  en C,  $u_3$  en D,  $u_4$  en E ;

Ces vitesses décroissant progressivement de A en E.

On pourra sans grave erreur et relativement à la force centrifuge développée par la rotation de chaque tranche, considérer celle-ci comme animée d'une vitesse angulaire égale à la moyenne des vitesses angulaires qu'elle possède. Ainsi la tranche d'épaisseur A B sera supposée posséder toute entière, la vitesse angulaire  $\frac{u+u_1}{2}$ , et il en sera de même des autres tranches.

Or, nous avons vu, dans la théorie du ventilateur ordinaire à force centrifuge, que la hauteur génératrice  $h$  de la vitesse que pouvait produire la force centrifuge d'une masse d'air ayant la forme d'un cylindre creux de rayons intérieur et extérieur R et R' et animée d'une vitesse angulaire  $u'$ , était représentée par

$$h = \frac{u'^2}{2g} (R'^2 - R^2).$$

Pour la tranche AB, on aura  $u' = \frac{u+u_1}{2}$ , R' = OB et R = OA, ce qui donnera

$$h = \frac{(u+u_1)^2}{4 \cdot 2g} (OB^2 - OA^2),$$

et pour vitesse  $v$  correspondante

$$v^2 = 2gh = \left( \frac{u+u_1}{2} \right)^2 (OB^2 - OA^2)$$

Pour la tranche BC, la hauteur  $h'$  et la vitesse  $v'$  auraient pour valeur

$$h' = \left( \frac{u_1+u_2}{2} \right)^2 \left( \frac{OC^2 - OB^2}{2g} \right)$$

$$\text{et } v'^2 = 2gh' = \left( \frac{u_1+u_2}{2} \right)^2 (OC^2 - OB^2),$$

et ainsi de suite.

La vitesse  $V$  due aux forces centrifuges accumulées de A en E, serait évidemment due aux hauteurs  $h + h' + h'' + h'''$  et l'on aurait

$$V = \sqrt{2g(h + h' + h'' + h''')}.$$

Si les diverses tranches étaient maintenues par une enveloppe cylindrique qui empêchât l'air de s'échapper en traversant la surface cylindrique de rayon OE, et que ces tranches comprises entre deux plans perpendiculaires à l'axe, pussent trouver une issue par des ouvertures ménagées dans ces faces planes, la vitesse d'échappement parallèle à l'axe O, serait  $v$  à la distance OB de cet axe et  $V$  à la distance OE, car la tension centrifuge produirait en chaque point sa vitesse correspondante, comme si le mouvement de rotation n'existait pas et que la tension qu'il engendre, continuât à subsister; c'est une conséquence du principe mécanique de l'indépendance des mouvements.

Toutes les causes du mouvement de l'air dans la vis pneumatique, impulsion directe vers l'atmosphère extérieure et force centrifuge, que nous venons d'analyser et dont nous avons donné la mesure pour des trajectoires déterminées des filets fluides à travers l'appareil, produisent, comme nous l'avons vu, des effets très variés suivant la nature de ces trajectoires et, pour apprécier avec exactitude les effets résultant de leurs actions combinées, il faudrait connaître avec précision les chemins parcourus par les diverses parties du courant d'air qui traverse ces appareils. Nous sommes loin, malheureusement, de posséder des renseignements suffisants sur l'allure effective des filets fluides dans leur passage à travers l'espace dans lequel ils sont soumis à l'action de ce genre de ventilateur, et nous ne connaissons plus d'appareil de cette catégorie sur lequel nous puissions faire les observations indispensables au calcul a priori des effets qu'ils sont susceptibles de produire; ces observations n'ont point été faites sur les anciens appareils qui n'ont été observés que très superficiellement et, depuis, ils ont tous été remplacés par d'autres ventilateurs plus perfectionnés.

Il est possible néanmoins, en ne se servant que des notions les plus incontestables, d'indiquer une méthode à l'aide de laquelle on pourrait déterminer avec une approximation suffisante pour les besoins de la pratique, les dimensions principales ainsi que les principales circonstances du mouvement d'un ventilateur de cette espèce, pour extraire d'une mine un volume d'air déterminé, sous une dépression donnée, en posant la condition que le nombre de tours de l'appareil résultant du calcul a priori, sera un maximum qui ne devra pas être dépassé dans l'application.

Puisque nous ne connaissons pas exactement les trajectoires des filets fluides à travers l'appareil et que, par suite de cette ignorance, il est impossible d'assigner la part qui revient à la force centrifuge et celle qui appartient à l'impulsion directe dans la ventilation effective produite, on peut renoncer à faire ce partage, attribuer la ventilation toute entière à l'action de la force centrifuge qui est bien certainement la cause prépondérante du mouvement de l'air dans ces appareils, en n'accordant à cette force centrifuge que la plus petite valeur qu'elle puisse acquérir dans le mouvement du ventilateur et adopter pour celui-ci les dimensions et la vitesse correspondantes à l'effet utile que l'on veut obtenir, en considérant ce minimum de force centrifuge comme cause première de cet effet utile tout entier.

Dans l'application, les actions de l'impulsion directe s'ajoutant à celles de la force centrifuge, et celle-ci ayant, très probablement, une valeur supérieure à celle qu'on lui a supposée, l'effet utile demandé sera obtenu avec un nombre de tours ou avec des dimensions d'appareil moindres, qu'on ne les aura supposés dans le calcul. Cela n'exposera à aucun mécompte pratique après la construction de l'appareil, si on réalise l'atténuation de son action, par une diminution du nombre de tours qu'on lui imprimera d'une manière permanente, après avoir déterminé par expérience le nombre de tours sous lequel il produit l'effet demandé.

Cette méthode qui semble, au premier abord, fort grossièrement approximative, conduit cependant à des résultats d'une

réalisation pratique peu onéreuse et qui présentent un très haut degré de probabilité de succès, comme nous allons le voir.

Nous supposerons qu'il s'agit d'extraire d'une mine, 15 mètres cubes d'air par seconde, sous une dépression qui, d'après des observations antérieures, doit être de 50 millimètres d'eau; que le pas de la vis sera de 2<sup>m</sup>; que cette vis portera deux ailes ayant un peu plus de un demi pas pour qu'elles se recouvrent d'une petite quantité dans le sens parallèle à l'axe, et enfin que l'appareil fera 200 tours par minute, au maximum. L'inconnu du problème sera le diamètre qu'il faudra donner à cette vis pour obtenir l'effet utile demandé.

(Fig 37) Puisque les filets doivent se recouvrir un peu dans le sens parallèle à l'axe, la longueur de la vis sera plus grande que la moitié du pas; nous admettrons une longueur de 1<sup>m</sup>,10. L'arbre qui portera ces filets, les dépassera d'une quantité suffisante pour porter la poulie motrice et les tourillons d'appui.

L'air de la mine devant entrer dans cette vis par la partie centrale, du côté de la chambre d'air, et les rentrées dans cette chambre devant être supprimées, il sera possible, probablement, d'atteindre ce dernier résultat en donnant à cette ouverture centrale par laquelle les 15 mètres cubes d'air doivent pénétrer dans l'appareil, un diamètre tel que cet air soit obligé de la traverser avec la vitesse que la vis imprimerait à un écrou qui serait empêché de tourner avec elle; de cette façon, l'air ne sera pas, dès son entrée, emporté dans le mouvement de rotation, il n'y aura point de force centrifuge développée dans l'orifice d'introduction et il est permis de penser qu'il n'y aura point de rentrée dans la chambre d'air par le pourtour de cet orifice.

Pour réaliser cette condition avec une vis dont le pas est de 2<sup>m</sup> et qui fait 200 tours par minute il faut, d'après ce que nous avons vu ci-dessus, que la vitesse d'entrée soit de

$$2^m \frac{200^t}{60''} = 6^m,666 \text{ par seconde.}$$

Si l'on désigne par R le rayon de l'ouverture, en admettant

que le courant aura la même vitesse dans toute l'étendue de la section d'entrée et en ne tenant pas compte de l'arbre de la vis qui occupe une très petite partie de cette section, il viendra :

$$\pi R^2 \cdot 6,666 = 15 \text{ mètres cubes ;}$$

$$\text{d'où } R = 0^m,846.$$

Le cylindre d'air qui passe par cette ouverture avec une vitesse de  $6^m,666$  et qui se divise ensuite sur tout son pourtour en filets fluides qui prennent la direction du rayon, ne possède pas cette vitesse de  $6^m,666$  dans toute la longueur de la vis ; sa vitesse diminue progressivement depuis l'ouverture d'entrée jusqu'à la plaque d'avant où elle se réduit à zéro, par suite des emprunts successifs qui lui sont faits pour alimenter le mouvement suivant le rayon. Il en résulte que le courant qui ne participe point au mouvement de rotation dès son entrée, y participe de plus en plus à mesure qu'il se rapproche de cette plaque d'avant et qu'il se développe des forces centrifuges et des effets d'impulsion directe parallèles à l'axe de la vis, qui vont en croissant de l'arrière à l'avant de cette vis et qui atteignent leur maximum d'intensité près de la plaque d'avant. Les forces centrifuges ainsi développées tendraient à produire des rentrées dans la chambre d'air par le pourtour de l'orifice central, mais elles seront, très probablement, neutralisées à ce point de vue, par les effets d'impulsion directe qui agissent en sens contraire et par la différence des tensions dans le centre du ventilateur et dans la chambre d'air, différence indispensable à l'existence d'un courant vers ce centre.

Dans l'appréciation des effets probables de ce ventilateur, nous négligerons encore l'influence que ces forces centrifuges développées dans le courant entrant, peuvent avoir sur le débit de l'appareil, parce que la mesure de cette influence serait fort difficile à déterminer et parce qu'en la négligeant, l'erreur que peut entraîner l'omission de cette force qui tend à augmenter la vitesse de l'air dans son trajet du centre à la circonférence de l'appareil, ne peut que consister dans une évaluation trop faible du volume d'air que cet appareil doit débiter théoriquement, ce qui présente moins d'inconvénient dans la pratique que l'erreur contraire.

Nous continuerons donc la recherche des conditions du mouvement de l'air à travers la vis, dans l'hypothèse où le courant entrant sous le rayon de  $0^m,846$ , ne serait point entraîné dans le mouvement de rotation depuis l'orifice d'entrée jusqu'à la plaque d'avant.

Lorsque les filets fluides se détachent du courant central pour se diriger suivant le rayon, vers le pourtour de l'appareil, on peut supposer qu'ils perdent toute vitesse parallèle à l'axe et participent intégralement au mouvement de rotation des ailes de la vis, comme si ces ailes étaient les palettes d'un ventilateur ordinaire à force centrifuge placées suivant le rayon. Il se produira alors un double effet, les forces centrifuges développées dans ce courant rayonnant du centre à la circonférence, seront les mêmes que dans le ventilateur ordinaire à force centrifuge seulement, puis l'impulsion oblique des hélices, lorsque l'air est empêché par la plaque d'avant, de se mouvoir parallèlement à l'axe, engendrera les effets d'impulsion directe dont nous avons précédemment donné la mesure, et il se produira contre cette plaque d'avant une pression plus ou moins considérable que nous négligerons encore, au moins provisoirement.

Cherchons maintenant la distance  $R'$  de l'axe, à laquelle la masse d'air que contient la vis et qui participe intégralement à son mouvement de rotation, fera équilibre par sa force centrifuge, à la dépression de 50 millimètres d'eau qui doit exister dans la chambre d'air, lorsque le débit de l'appareil s'élève à 15 mètres cubes d'air par seconde.

Jusqu'à une distance  $R$  de l'axe, égale à  $0,846$ , nous avons admis que le courant entrant pouvait être considéré comme ne participant point au mouvement de rotation et, à partir de cette distance, nous avons admis également que jusqu'à la distance  $R'$  les filets fluides compris entre deux cloisons parallèles, se mouvaient suivant les rayons et prenaient exactement la même vitesse angulaire que les hélices. Or, nous avons vu dans la théorie du ventilateur à ailes planes suivant le rayon que, dans ce cas, la pression engendrée par la force centrifuge des couches



d'air concentriques tournant avec une vitesse angulaire  $u$ , entre deux surfaces cylindriques de rayons  $R$  et  $R'$ , pouvait être représentée par le poids d'une colonne d'air de hauteur.

$$h = \frac{u^2}{2g} (R'^2 - R^2),$$

ou par le poids d'une colonne d'eau de hauteur, en mètre,

$$h_1 = h \frac{1,293}{1000} = 0,001293 \frac{u^2}{2g} (R'^2 - R^2).$$

Dans la question qui nous occupe,  $R = 0^m846$ , la colonne d'eau  $h_1$  à laquelle la force centrifuge doit faire équilibre, est de  $0^m05$  et la vitesse angulaire  $u$  est égale à

$$\frac{2 \pi \cdot 200^t}{60''} = 20^m94.$$

On formera avec ces données, l'équation

$$0,001293 \frac{(20,94)^2}{19,62} [R'^2 - (0,846)^2] = 0^m05,$$

$$\text{d'où } R' = 1^m56,$$

Ainsi la masse d'air que l'appareil emporte dans son mouvement de rotation et qui est comprise entre deux surfaces cylindriques de  $0^m846$  et de  $1^m56$  de rayons, concentriques avec l'axe de rotation, développera une force centrifuge suffisante pour faire équilibre à la dépression dans la chambre d'air et pour supprimer sûrement toute rentrée d'air extérieur dans l'appareil ; nous supposerons provisoirement que la plaque d'avant s'étendra jusque là et qu'elle aura, par conséquent,  $3^m12$  de diamètre.

La dépression se trouvant neutralisée à la distance de  $1^m56$  de l'axe, tous les mouvements de l'air dans le surplus de l'appareil, tant sous l'action de la force centrifuge que sous l'action de l'impulsion oblique des ailes de la vis, se produiront comme s'il n'y avait pas de dépression et qu'il n'y eût, pour produire ces mouvements, que l'action de ces forces dans ce surplus d'appareil. Jusqu'à cette distance de  $1^m56$ , le courant est compris entre deux cloisons qui le dirigent, mais à partir de ce point les filets fluides se rendent vers l'orifice circulaire de sortie qui règne autour de la plaque d'avant sur la face extérieure de la

vis, par des chemins qu'il est impossible de connaître exactement aujourd'hui. Or nous avons vu que suivant la nature des trajectoires des divers filets fluides, suivant la vitesse propre de ces filets, l'intensité des forces centrifuges développées et des impulsions directes vers l'atmosphère extérieure, était extrêmement variable, et qu'il existait, même pour chaque filet, une direction de trajectoire ou un angle de cette direction avec l'axe de la vis, au-dessous duquel ce filet se trouvait soustrait à l'action des hélices et ne recevait plus d'accroissement de vitesse de la part de ces hélices. Dans l'impossibilité où nous nous trouvons d'assigner judicieusement une trajectoire à l'un quelconque de ces filets, nous nous placerons dans le cas le plus défavorable de tous et nous supposerons que tous les filets, au-delà de la distance de 1<sup>m</sup>56, se dirigent vers l'orifice de sortie avec des vitesses et dans des directions telles qu'ils échappent à partir de cette distance, à toute nouvelle impulsion de la part des hélices, c'est-à-dire qu'ils conservent à toutes distances en s'éloignant de l'axe de rotation, la vitesse tangentielle qu'ils possédaient à 1<sup>m</sup>56 de cet axe. Nous exagérons ainsi toutes les conditions défavorables au mouvement de l'air, mais nous n'en serons que plus certain d'obtenir la ventilation demandée lorsque l'appareil aura les dimensions correspondantes à cette condition de mouvement. D'un autre côté, il se produirait probablement dans un appareil de cette espèce, un effet analogue à celui que nous avons constaté dans les ventilateurs à force centrifuge, non enveloppés. Le courant central qui ne participe que fort incomplètement au mouvement de rotation pendant son mouvement parallèle à l'axe, doit être brusquement emporté par les ailes de la vis lorsqu'il se recourbe à angle droit sur toute sa périphérie pour se mouvoir suivant le rayon, et il se manifesterait, vraisemblablement, le même phénomène que celui qui se produit dans ces ventilateurs non enveloppés lorsque l'air qui pénètre par l'ouïe est rencontré brusquement par les ailes; le courant qui s'engage entre deux ailes, s'aplatit contre l'aile qui le frappe et un vide partiel se fait derrière l'aile qui le précède, de sorte que ce courant n'occupe qu'une partie de l'espace

disponible entre les deux ailes et qu'il se produit un second courant rentrant à l'arrière de l'aile située à l'avant du courant utile; cet effet est généralement d'autant plus prononcé que la rotation est plus rapide et que les ailes sont plus écartées. Pendant le mouvement de la vis, les ailes se suivent, dans le cylindre qui les renferme, comme les palettes dans un ventilateur ordinaire et le courant qui s'engage entre deux filets de vis doit s'aplatir contre le filet qui le pousse et un vide partiel doit se produire derrière le filet qui le précède, de manière à reproduire le double courant dont nous venons de parler et à neutraliser pour l'effet utile une partie de la section du canal hélicoïde qui verse l'air dans l'atmosphère extérieure. A cause d'un commencement de rotation de l'air à partir de l'axe de la vis, de l'angle assez considérable des hélices avec les génératrices des cylindres de même rayon et du mouvement transversal des filets fluides dans le voisinage de l'orifice de sortie, cet effet doit être un peu moins prononcé que dans les ventilateurs à palettes planes, mais il est extrêmement probable qu'il se produirait dans une certaine mesure pendant le mouvement de la vis et il convient d'en tenir compte dans l'appréciation de l'ouverture utile par laquelle l'air sera versé dans l'atmosphère. Pour faire une part suffisamment large à cette éventualité dans nos prévisions, nous supposons que les courants utiles sortant de la vis n'occupent que le quart de la section des ouvertures par lesquelles ils sont expulsés de l'appareil.

Cette condition de fonctionnement conduit à une modification de l'appareil analogue à celle que M. Lambert a introduite dans le ventilateur à force centrifuge, c'est-à-dire à fermer toute la partie des orifices de sortie qui n'est point occupée par le courant utile. La figure 37 indique cette modification, dans une vue de la face de l'appareil du côté de l'atmosphère extérieure; l'ouverture de sortie annulaire *magzyn*, entre deux filets de la vis serait réduite à la portion *mnja* et tout le reste serait fermé par une cloison qui serait le prolongement de la plaque d'avant.

Toutes les bases de calcul énoncées ci-dessus, étant adoptées,

il devient facile de déterminer le diamètre qu'il faudrait donner à cette vis pour qu'elle débitât 15 mètres cubes d'air quand on lui communiquera une vitesse de 200 tours par minute.

La méthode adoptée pour résoudre ce problème consiste à déterminer la vitesse de sortie de l'air à des distances de l'axe qui croissent de 0<sup>m</sup>10 en 0<sup>m</sup>10 à partir de la circonférence de la plaque d'avant, puis le volume d'air débité par l'espace annulaire compris entre les surfaces cylindriques concentriques qui ont ces distances pour rayons, et à s'arrêter au point où la somme de ces volumes débités devient égale à 15 mètres cubes.

(Fig.37) Voici la série des opérations à effectuer :

A la distance OA = 1<sup>m</sup>56 de l'axe, les forces centrifuges équilibrent la dépression, comme nous l'avons admis, et le mouvement de sortie par l'avant de la vis au-delà de cette distance, ne peut être dû qu'à la force centrifuge développée par la masse d'air comprise dans l'appareil et en dehors de la surface cylindrique qui a 1<sup>m</sup>56 de rayon. Cette masse d'air étant supposée soustraite à l'action des ailes jusqu'à sa sortie, la vitesse tangentielle des molécules fluides, à mesure qu'elles s'écartent de l'axe de rotation restera constante et leur vitesse angulaire décroîtra à mesure que leur distance à cet axe deviendra plus grande.

A la distance OA = 1<sup>m</sup>56, la vitesse angulaire de la masse fluide est la même que celle de l'appareil, soit. 20<sup>m</sup>94.

A la distance OB = 1<sup>m</sup>66 elle est de 20<sup>m</sup>94  $\frac{1,56}{1,66} = 19<sup>m</sup>68.$

A la distance OC = 1<sup>m</sup>76 " 20,94  $\frac{1,56}{1,76} = 18<sup>m</sup>56.$

A la distance OD = 1<sup>m</sup>86 " 20,94  $\frac{1,56}{1,86} = 17<sup>m</sup>56.$

A la distance OE = 1<sup>m</sup>96 " 20,94  $\frac{1,56}{1,96} = 16<sup>m</sup>66.$

A la distance OF = 2<sup>m</sup>06 " 20,94  $\frac{1,56}{2,06} = 15<sup>m</sup>85.$

D'après ce que nous avons dit précédemment des vitesses angulaires variables avec les distances à l'axe de rotation, on

pourra considérer la masse d'air comprise entre les surfaces cylindriques de rayons OA et OB, comme animée de la vitesse angulaire moyenne des vitesses qui existent en A et en B, et ainsi de suite pour les autres tranches de 0,10 d'épaisseur ; on trouve alors :

Entre les surfaces cylindriques de 1<sup>m</sup>56 et de 1<sup>m</sup>66 de rayons,  
vitesse angulaire moyenne . . . . . 20<sup>m</sup>31.

Entre les surfaces cylindriques de 1<sup>m</sup>66 et de 1<sup>m</sup>76 de rayons,  
vitesse angulaire moyenne . . . . . 19<sup>m</sup>12.

Entre les surfaces cylindriques de 1<sup>m</sup>76 et de 1<sup>m</sup>86 de rayons,  
vitesse angulaire moyenne . . . . . 18<sup>m</sup>06.

Entre les surfaces cylindriques de 1<sup>m</sup>86 et de 1<sup>m</sup>96 de rayons,  
vitesse angulaire moyenne . . . . . 17<sup>m</sup>11.

Entre les surfaces cylindriques de 1<sup>m</sup>96 et de 2<sup>m</sup>06 de rayons,  
vitesse angulaire moyenne . . . . . 16<sup>m</sup>25.

D'autre part, en désignant par R' et par R le plus grand et le plus petit rayon de ces tranches cylindriques, et par  $u$  la vitesse angulaire moyenne dont chacune est animée, la hauteur génératrice de vitesse,  $h$ , à laquelle la force centrifuge de chaque tranche donnera naissance, sera, d'après ce que nous avons dit précédemment :

$$h = \frac{u^2}{2g} (R'^2 - R^2).$$

Cette expression fournit pour hauteurs correspondantes aux diverses tranches :

$$\text{Entre 1}^{\text{m}}56 \text{ et } 1^{\text{m}}66, h = \frac{(20,31)^2}{19,62} [(1,66)^2 - (1,56)^2] = 6^{\text{m}}9786.$$

$$\text{Entre 1}^{\text{m}}66 \text{ et } 1^{\text{m}}76, h = \frac{(19,12)^2}{19,62} [(1,76)^2 - (1,66)^2] = 6^{\text{m}}4762.$$

$$\text{Entre 1}^{\text{m}}76 \text{ et } 1^{\text{m}}86, h = . . . . . 6^{\text{m}}0215.$$

$$\text{Entre 1}^{\text{m}}86 \text{ et } 1^{\text{m}}96, h = . . . . . 5^{\text{m}}7033.$$

$$\text{Entre 1}^{\text{m}}96 \text{ et } 2^{\text{m}}06, h = . . . . . 5^{\text{m}}4137.$$

A la distance de 1<sup>m</sup>56, la hauteur génératrice de la vitesse de sortie est égale à zéro parce que nous avons considéré toutes les forces centrifuges développées entre ce point et l'axe de rotation comme équilibrant simplement la dépression.

Toutes ces hauteurs génératrices, en vertu de la propriété des fluides de transmettre les efforts dans tous les sens, peuvent produire, par le flanc de la vis et parallèlement à l'axe de rotation, les vitesses qui leur correspondent, comme lorsqu'elles s'ajoutent pour produire les vitesses de sortie suivant le rayon dans les ventilateurs ordinaires.

A la distance de 1<sup>m</sup>56, la hauteur génératrice de la vitesse parallèle à l'axe, sera . . . . . 0<sup>m</sup>0000

A la distance de 1<sup>m</sup>66, elle sera . . . . . 6<sup>m</sup>9786.

A la distance de 1<sup>m</sup>76, elle sera 6<sup>m</sup>9786 + 6<sup>m</sup>4762 = 13<sup>m</sup>4548.

A la distance de 1<sup>m</sup>86, elle sera :

6,9786 + 6,4762 + 6,0215 = . . . . . 19<sup>m</sup>4763.

A la distance de 1,96. . . . . 25<sup>m</sup>1796.

A la distance de 2,06 . . . . . 30<sup>m</sup>5933.

Les vitesses théoriques de sortie, parallèlement à l'axe de la vis, à ces diverses distances de l'axe de rotation, seront en conséquence,

en A . . . . . 0<sup>m</sup>00.

en B,  $v = \sqrt{19,62.6,9786} =$  . . . . . 11,70.

en C, . . . . . 16,25.

en D, . . . . . 19,56.

en E, . . . . . 22,22.

en F, . . . . . 24<sup>m</sup>50.

D'un autre côté, les espaces annulaires de 0<sup>m</sup>10 de largeur suivant le rayon, par lesquels ces diverses vitesses peuvent se produire, présentent les sections suivantes :

Entre A et B,  $\pi [(1,66)^2 - (1,56)^2] =$  . . . . . 1<sup>m</sup>011

Entre B et C . . . . . 1<sup>m</sup>074

Entre C et D . . . . . 1<sup>m</sup>137

Entre D et E . . . . . 1<sup>m</sup>200

Entre E et F . . . . . 1<sup>m</sup>262

Mais en vertu de l'aplatissement de la nappe fluide le long de l'aile qui l'emporte, et du vide partiel très probable qui se produit derrière l'aile qui précède cette nappe, nous avons admis que l'écoulement utile ne se ferait pas par toute la section de ces ouvertures annulaires et qu'il serait bon de fermer par une

cloison toute la partie de ces espaces par laquelle il pourrait y avoir des rentrées, comme M. Lambert l'a fait avec beaucoup d'avantages dans son ventilateur à force centrifuge.

Nous admettrons, comme nous l'avons dit au commencement de cet essai d'application, que l'on fermera une partie de ces espaces annulaires telle, que le débit par la portion restée ouverte du côté de l'aile qui pousse la nappe, soit le même que si la vitesse théorique de sortie se produisait intégralement par une section égale à  $\frac{1}{4}$  de la section totale comprise entre les surfaces cylindriques concentriques qui passent par les points A et F.

(Fig. 37.) Pour section de sortie utile, correspondante à l'intervalle de deux ailes, cette hypothèse donne l'espace *mnyx* au lieu de l'espace *mxqzyn*; la cloison ou le prolongement de la plaque d'avant, fermerait l'espace *xqzy*.

Les vitesses de sortie par cet espace utile *mnyx* croîtraient très rapidement depuis le côté *ny* jusqu'au côté *mx* et l'on ne peut guère admettre que sur la largeur *mn* suivant le rayon, ces vitesses que nous avons déterminées ci-dessus se produiraient intégralement aux diverses distances de l'axe, assignées; il est plus probable que les filets les plus rapides accéléreront la vitesse des autres et que ceux-ci retarderont les premiers de façon, au moins, à produire des vitesses moins différentes à ces distances variables de l'axe de rotation.

En conséquence nous admettrons que par chacune des parties de l'orifice *mnyx*, comprises entre deux arcs concentriques écartés de 0<sup>m</sup>10 suivant le rayon, la vitesse de sortie est égale à la moyenne des vitesses calculées ci-dessus pour ces distances à l'axe.

Nous obtiendrons ainsi :

Vitesse moyenne par la partie *pnys* de la section utile

$$\frac{0+11,70}{2} = 5^m850.$$

Surface de cette portion de l'orifice de sortie,  $\frac{1^m2011}{4} = 0^m2525$   
pour deux espaces *mnyx*, correspondants aux deux canaux hélicoïdes.

On trouvera par la même méthode:

Vitesse moyenne par la partie comprise entre les points B et C,  $\frac{11,70 + 16,25}{2} = 13^m970$ .

Section de cette partie,  $\frac{1,074}{4} = 0^m2685$ ,

Entre les points C et D, vitesse moyenne  $17^m905$  section  $0^m2842$ .

" D et E, "  $20^m890$ , "  $0^m3000$ .

" E et F, "  $23^m360$ , "  $0^m3155$ .

La dépense par chacune de ces cinq régions, sera donc :

Entre les distances A et B,  $0^m2525.5^m850 = 1,477$  mètres cubes.

" B et C,  $0^m2685.13^m970 = 3,750$

" C et D,  $0^m2842.17^m905 = 5,088$

" D et E,  $0^m3000.20^m890 = 6,267$   $16^m582$ .

" E et F,  $0^m3155.23^m360 = 7,370$

Total.  $23,952$  mètres cubes.

En donnant à la vis un diamètre extérieur de  $2.2^m06 = 4^m12$ , on obtiendrait donc, d'après les bases de calcul admises, un volume d'air de  $23^m952$ , tandis qu'en ne lui donnant que  $2.1^m96 = 3^m92$ , le volume débité serait de  $16^m582$ , chiffre déjà supérieur aux 15 mètres cubes que nous nous étions proposé de débiter. On pourrait donc adopter le diamètre de  $3^m92$  et si l'on désirait plus de certitude encore d'arriver au résultat désiré, adopter, par exemple, un diamètre de  $4^m$  en nombre rond, mais nous pensons que le diamètre de  $3^m92$  présenterait une probabilité de succès suffisante.

Dans tout ce calcul, nous avons négligé une cause d'accroissement du débit de l'appareil, assez considérable, l'action de l'impulsion directe des deux ailes vers l'atmosphère extérieure. L'hypothèse adoptée d'un minimum d'action de la force centrifuge et de l'annulation complète des impulsions directes, afin d'arriver à des dimensions d'appareil plus que suffisantes pour obtenir la ventilation demandée sans que l'on fût obligé de communiquer à cet appareil une vitesse supérieure à 200 tours par minute, est évidemment exagérée; il est impossible que les filets fluides au delà de la distance de l'axe égale à  $1^m56$ , pos-



sèdent tous, des directions et des vitesses telles qu'ils échappent, sans exception, à toute impulsion nouvelle des ailes produisant à la fois une impulsion directe vers l'atmosphère extérieure et un accroissement de vitesse tangentielle duquel doit résulter une augmentation de force centrifuge; ces deux causes d'accroissement de débit doivent se manifester certainement sur une partie plus ou moins considérable du volume d'air, dans son trajet de la surface cylindrique de 1<sup>m</sup>56 de rayon, aux divers points de l'orifice annulaire par lequel la vis débite ce volume d'air appelé de la mine. Dans l'application, les causes de mouvement du fluide à travers l'appareil, seront donc plus énergiques que nous ne l'avons admis dans le calcul de cet appareil, et la ventilation demandée serait, très probablement, obtenue avec une vitesse inférieure à 200 tours par minute.

Cependant on peut observer que malgré tout ce que présentent de défavorable à l'action présumée de ce genre de ventilateur, les hypothèses provisoirement adoptées pour la recherche de son diamètre, ses dimensions ne sont point excessives et ne sortent nullement des limites dans lesquelles sa construction peut être réalisée aisément. Le peu d'excédant du rayon de l'appareil sur le rayon de sa plaque d'avant au-delà de laquelle, seulement, l'échappement de l'air peut commencer à s'effectuer, prouve que s'il était possible de tenir compte exactement de toutes les causes du mouvement de l'air, impulsion directe et force centrifuge, le diamètre auquel on serait conduit ne différerait de celui que nous avons déterminé, que d'une quantité qui n'aurait qu'une bien faible importance au point de vue de la construction de la vis; on pourrait donc adopter ce dernier sans crainte d'avoir à regretter des frais d'établissement trop considérables.

Le ventilateur une fois établi dans les dimensions que nous venons de lui assigner, il serait convenable de le placer dans des conditions de fonctionnement telles, que l'impulsion directe y produisît tout l'effet dont elle est susceptible dans cette espèce d'appareil. Pour cela on ne fixerait à l'avant qu'un panneau circulaire AG (fig. 37) en planches, à l'arrière une cloison MN percée d'un trou au centre, également en planches; puis en

faisant fonctionner l'appareil avec la vitesse nécessaire pour produire le degré de ventilation que l'on en veut obtenir, on diminuerait progressivement le diamètre de la plaque d'avant et l'on agrandirait l'ouverture de la cloison d'arrière, jusqu'à la limite à laquelle on commencerait à constater une légère rentrée d'air sur le pourtour de la plaque d'avant et un commencement de sortie de l'air à la circonférence de l'ouverture centrale de la cloison d'arrière. On déterminerait ainsi par expérience les dimensions qu'il conviendrait de donner à la plaque d'avant et à l'ouverture de la cloison d'arrière, pour laisser leur action entière à toutes les forces qui sont mises en jeu dans ce ventilateur, et l'on pourrait ensuite construire en tôle ces parties essentielles de l'appareil ; on n'aurait fait que supprimer toutes les causes de pertes par la disposition que nous recommandons.

Quant à la vitesse qu'il conviendrait de transmettre à cette vis en fonctionnement régulier, après qu'on l'aura ainsi placée par expérience, dans les meilleures conditions d'effet utile, elle serait également déterminée par expérience et, très probablement, inférieure à 200 tours par minute pour une ventilation de 15 mètres cubes sous une dépression de 50 millimètres d'eau.

Le lecteur ne doit pas trop s'étonner de voir proposer pour le calcul théorique des ventilateurs de cette espèce, des méthodes qui comportent aussi peu de précision que celle que nous venons d'exposer ; cela tient à l'ignorance dans laquelle nous sommes, de toutes les circonstances du mouvement de l'air pendant la traversée du ventilateur, et le seul parti que l'ingénieur puisse adopter, dans ce cas, consiste à établir cet appareil dans des conditions telles qu'il puisse en obtenir l'effet qu'il en attend, même dans le cas où toutes les circonstances défavorables à cet effet atteindraient leur maximum d'influence ; c'est le seul moyen d'éviter les mécomptes graves.

Si l'on envisage maintenant ces appareils au point de vue de l'effet utile qu'ils sont capables de fournir relativement au travail total qu'il faut leur transmettre, même quand ils sont éta-

blis dans les meilleures conditions possibles, on reconnaît aisément qu'ils ne doivent guère être supérieurs aux ventilateurs à force centrifuge non enveloppés. En effet, chaque petite masse d'air qui les traverse et qui s'échappe par l'ouverture annulaire ménagée autour de la plaque d'avant, est animée d'une double vitesse; une vitesse tangentielle à la circonférence que décrit le point de l'orifice de sortie par lequel cette petite masse abandonne l'appareil, et une vitesse d'échappement approximativement perpendiculaire au plan de cet orifice. En vertu de la vitesse résultante des deux vitesses que nous venons de désigner, la force vive de l'air qui est expulsé par la vis, est considérable relativement au travail utile de la ventilation, qui est le produit du volume par la dépression exprimée en kil. par mètre carré; d'où résulte la nécessité de dépenser beaucoup de travail pour en utiliser peu.

Considérons par exemple (fig. 37), le volume d'air qui, dans l'application que nous avons faite, s'échappe entre les deux surfaces cylindriques de rayons OD et OE, c'est la tranche la plus éloignée de l'axe de rotation lorsqu'on ne donne au ventilateur que 3<sup>m</sup>92 de diamètre, selon que nous l'avons conseillé.

D'après les calculs faits précédemment, il s'échapperait par cette partie de l'orifice de sortie, 6<sup>m</sup>3267 d'air avec une vitesse perpendiculaire au plan de l'orifice, de 20<sup>m</sup>89, et sa vitesse tangentielle rapportée au milieu de l'épaisseur de cette tranche, c'est-à-dire à 1<sup>m</sup>91 de l'axe de rotation, serait d'après l'évaluation précédente de la vitesse angulaire moyenne en ce point, de 17<sup>m</sup>11. 1,91 = 33<sup>m</sup>68. En admettant que ces deux vitesses font un angle droit et en représentant par P le poids de ce volume d'air, sa force vive serait représentée par

$$\frac{P}{2g} [(33^m68)^2 + (20^m89)^2].$$

Si l'air pesait 1<sup>k</sup>20 par mètre cube, P serait égal à

$$6,267. 1,20 = 7,52,$$

et la force vive emmagasinée à 602 kilogrammètres que la puissance motrice devrait transmettre inutilement à cette masse d'air.

Or l'effet utile correspondant serait de

$$6,267. 50k = 313,35 \text{ kilogrammètres ;}$$

il n'y aurait donc d'utilisé que

$$\frac{313,35}{602 + 313,35} = 0,34 \text{ du travail transmis à cette masse d'air.}$$

Dans les points plus rapprochés de l'axe de rotation, les deux vitesses composantes seraient moindres et la force vive perdue plus petite relativement au travail utilisé, mais la perte totale n'en resterait pas moins très considérable, comme il est facile de le constater en déterminant ces pertes pour chacune des quatre tranches qui ont servi de base à nos calculs. Ce ventilateur ne présente donc aucune supériorité théorique sur les ventilateurs à force centrifuge non enveloppés.

En utilisant, dans la mesure du possible, les effets de l'impulsion directe par une réduction au minimum du diamètre de la plaque d'avant et par l'adoption du maximum de diamètre de l'ouverture centrale de la cloison d'arrière, à l'aide de l'expérience de tâtonnement que nous avons indiquée, on diminuerait sans aucun doute cette perte de force vive pour plusieurs motifs ; la vitesse de rotation de l'appareil pour produire la même ventilation, serait diminuée ainsi que les vitesses tangentielles des divers filets qui s'échappent ; puis les orifices de sorties étant agrandis, l'air n'aurait pas besoin de prendre une si grande vitesse dans la direction perpendiculaire au plan de cet orifice ; la vitesse absolue d'échappement serait donc fort amoindrie ainsi que le travail perdu pour la lui communiquer, mais cette perte serait toujours suffisamment grande pour que cet appareil restât dans la catégorie des ventilateurs radicalement défectueux en principe.

On peut porter d'une manière générale le même jugement sur tous les ventilateurs inventés ou à inventer, qui laissent libre la communication entre la mine et l'atmosphère extérieure quand ils sont arrêtés, et dans lesquels le mouvement utile de l'air n'est dû qu'à une vitesse considérable imprimée à cet air, sans que l'on ait rien disposé pour utiliser au profit de

la ventilation, la force vive dont celui-ci est animé au sortir de l'appareil.

Le ventilateur à force centrifuge avec cheminée disposée pour l'utilisation plus ou moins complète de cette force vive, est le seul qui doive survivre à tous les autres de la même catégorie, et il faut aujourd'hui reléguer ces derniers dans la foule des appareils qui ont rendu des services comme moyens d'instruction dans l'art de ventiler les mines, mais qui sont abandonnés sans retour.

## CHAPITRE SEPTIÈME.

### VENTILATEURS A CAPACITÉ VARIABLE.

Tous les ventilateurs dont nous nous sommes occupé jusqu'ici laissent la communication libre entre le puits d'aérage et l'atmosphère extérieure quand ils sont arrêtés et, dans ce cas, le mouvement de l'air dans les travaux peut encore se continuer sous l'action des causes naturelles de ventilation, mais avec moins d'énergie que lorsqu'il est activé par l'action de ces appareils. Dans tous ces ventilateurs, l'effort exercé par le fluide pour passer de la mine dans l'atmosphère, malgré l'excédant de tension qui existe dans ce milieu extérieur, est dû à une force centrifuge développée par un mouvement rapide de rotation imprimé à ce fluide ou à une vive impulsion de dedans en dehors que lui transmettent des palettes de diverses formes animées d'une grande vitesse, ou enfin à une grande force vive qu'il possède lui-même au sortir de l'appareil ventilateur ; tous les effets de ces machines ont pour causes premières, la force centrifuge, l'impulsion directe et l'inertie de la matière.

Les appareils de ventilation que nous allons étudier, agissent sur l'air de la mine d'une façon bien différente. Ils ne sont, à proprement parler, que des pompes de formes très variées, les unes à mouvement rectiligne alternatif, les autres à mouvement circulaire continu, mettant en mouvement de l'air au lieu d'eau et agissant tantôt par aspiration et tantôt par refoulement, suivant les besoins, mais plus souvent par aspiration. Tous ces ventilateurs, quand ils sont arrêtés, ferment la communication directe entre le puits d'aérage et l'atmosphère extérieure et, dans ce cas, aucune ventilation ne pourrait continuer à se produire sous l'action des causes naturelles, si l'on n'avait la précaution de rétablir cette communication directe par une galerie spéciale que l'on n'ouvre que pendant les instants de repos des appareils.

Quelle que soit la disposition mécanique adoptée pour **ventiler une mine** par ce dernier procédé, elle se compose toujours, essentiellement, d'un **obturateur** mobile, piston ou organe de forme quelconque accomplissant la **même** fonction, se mouvant dans un conduit d'une forme correspondante, qu'il ferme aussi hermétiquement que possible pendant toute sa période d'action. Ce conduit qui n'est que le prolongement du puits d'aérage, s'emplit de l'air de la mine à l'arrière de l'obturateur, à mesure que celui-ci avance en refoulant l'air extérieur par sa face d'avant. Une série d'obturateurs se succédant ainsi dans un même conduit dont la longueur est limitée, produisent évidemment le même effet qu'un seul obturateur se mouvant constamment dans un conduit indéfini.

Ce mode d'action sur l'air de la mine ne met plus en jeu l'inertie de la matière ; il permet de vaincre la différence des tensions de l'air dans le puits d'aérage et dans l'atmosphère extérieure, sans imprimer au fluide une vitesse considérable comme celle que lui communiquent les appareils que nous avons examinés précédemment, et il devient inutile de chercher des moyens de récupérer le travail emmagasiné par l'air lorsqu'il est abandonné dans l'atmosphère, puisque ce travail n'a qu'une très faible valeur. Cette considération s'applique principalement aux appareils de cette catégorie que l'on a construits jusqu'aujourd'hui, mais elle pourrait n'être plus applicable à d'autres appareils de la même catégorie si, au lieu de faire mouvoir lentement de grands obturateurs dans des conduits d'une large section, on faisait mouvoir rapidement de petits obturateurs dans des conduits d'une faible section. On pourrait, du reste, apprécier la convenance d'utiliser la force vive de l'air au sortir de ces appareils, en déterminant cette force vive et en la comparant à l'effet utile produit ; si elle devenait assez considérable pour que sa perte pût causer un dommage réel, on l'utiliserait au profit de la ventilation à l'aide d'un conduit évasé semblable à celui que M. Guibal a appliqué à son ventilateur.

Nous avons donné à l'ensemble des appareils de cette catégorie le nom de ventilateurs à capacité variable, parce que c'est le nom qui semble s'appliquer le mieux à cet ensemble de

dispositions mécaniques très variées quoique identiques quant à leur mode d'action. En effet, toutes agissent en agrandissant la capacité de la mine de tout le volume qu'engendre leur obturateur ou piston et en appelant continuellement dans cet espace qui s'accroît sans cesse, de l'air venant de l'intérieur des travaux et que remplace de l'air nouveau qui arrive frais de l'extérieur par le puits affecté à cet usage. Les noms de ventilateurs pompes ou de roues pneumatiques que l'on a parfois donnés à certains de ces appareils, ne s'appliquent guère qu'à ceux que l'on a ainsi désignés et ne paraissent pas applicables à l'ensemble de tous ceux qui ont le même mode d'action ; du reste, rien ne s'oppose à ce qu'on les conserve pour les appareils spéciaux qui les ont reçus, en ne se servant de la dénomination d'appareils à capacité variable que pour désigner la grande famille de ventilateurs dont le mode d'action est celui que nous venons de décrire.

Avant d'entrer dans les considérations particulières à chacun de ces ventilateurs, nous démontrerons quelques principes qui leur sont communs et qui doivent servir de base à l'appréciation de leurs valeurs relatives.

*Travail à transmettre aux obturateurs mobiles.*

Quelle que soit la forme d'un obturateur mobile et de quelque façon qu'il se meuve dans le conduit qu'il ferme, il se trouve en contact par une de ses faces avec l'air extérieur et par l'autre face avec l'air venant de la mine à une tension moindre que la tension extérieure ; la différence de ces tensions n'est autre chose que la *dépression*, et le travail que l'obturateur doit recevoir pour entretenir son mouvement, est égal à la différence qui existe entre le travail résistant qui se produit contre la face qui refoule l'air dans l'atmosphère extérieure et le travail moteur que produit l'air venant de la mine contre la face qui se ment dans le même sens que lui.

(Fig. 45.) Soit  $ABCD = S$  une surface plane de forme quelconque, sur laquelle un fluide produit une pression normale  $P$  par mètre carré.



La pression totale sur cette surface sera  $SP$ .

Le centre de gravité  $O$  de la surface  $S$  sera le point d'application de la résultante  $SP$  de toutes les pressions normales égales sur cette surface et, quel que soit le mouvement que l'on imprime à celle-ci, le travail de cette résultante sera égal à la somme algébrique des travaux de ses composantes toutes égales et parallèles.

Supposons que la surface  $ABCD$  passe dans la position quelconque  $abcd$ ; son centre de gravité décrira la ligne continue  $OO'$  et si nous partageons  $OO'$  en éléments infiniment petits de longueur  $x$ , chacun de ces éléments successivement parcourus par le centre de gravité  $O$  pourra être considéré comme rectiligne.

Lorsque, pendant que le centre de gravité parcourt un de ces petits chemins  $x$ , la surface  $S$  reste perpendiculaire à  $x$ , le travail produit par la résultante  $SP$  est égal à  $SPx$ , c'est-à-dire au produit de la pression  $P$  par le volume  $Sx$  qu'engendre la surface  $S$ .

Lorsque le mouvement de  $S$  est oblique relativement à son plan, cette surface demeurant néanmoins parallèle à elle-même, le travail est égal au produit de la résultante par la projection de  $x$  sur la direction normale à  $S$  ou par la perpendiculaire aux deux positions successives entre lesquelles on a considéré le mouvement; si  $x$  fait un angle  $\alpha$  avec  $S$ , ce travail sera  $SPx \sin \alpha$ . Or  $Sx \sin \alpha$  est le volume du prisme oblique engendré par le mouvement de la surface  $S$ ; donc, dans ce cas comme dans le précédent, le travail est égal au produit de la pression  $P$  par le volume qu'engendre la surface.

Lorsque le mouvement de translation parallèle de la surface est accompagné d'un mouvement de rotation de cette surface dans son propre plan et autour de son centre de gravité, ce mouvement ne produit aucun travail parce qu'il est sans influence sur le chemin parcouru par le point d'application de la résultante et le travail effectif se réduit à celui qui correspond au mouvement de translation parallèle et s'évalue comme ci-dessus. En effet, toute surface qui se meut parallèlement à elle

même engendre le même volume, qu'elle tourne ou qu'elle ne tourne pas dans son propre plan.

Lorsque le mouvement de translation du centre de gravité  $O$ , le long d'un de ces chemins  $\alpha$ , est accompagné d'un mouvement de rotation de la surface  $S$  autour d'un axe compris dans son plan et passant par ce centre de gravité, on peut considérer ce double mouvement comme composé d'un mouvement de translation parallèle de la surface  $S$  et du mouvement de rotation que nous venons d'indiquer, et chercher le travail correspondant à chacun de ces mouvements. Le premier est égal au produit de la pression  $P$  par le volume engendré dans la translation parallèle, et le second est nul parce que la rotation ne fait parcourir aucun chemin au point d'application de la résultante  $SP$ ; mais on peut donner une démonstration directe de ce fait que la rotation ne modifie ni le travail effectif ni le volume qui correspondent au mouvement de translation parallèle.

(Fig. 46.) Soient :

$m n$  la trace de la surface  $S$  sur un plan qui lui est perpendiculaire.

$O$  l'axe de rotation.

$S', S''$  les deux parties de la surface  $S$  séparées par l'axe de rotation.

$F, E$  les centres de gravité particuliers des surfaces  $S', S''$ .

Supposons un mouvement de rotation de  $S$  assez petit pour que les chemins  $Fi$  et  $Ed$  parcourus par les centres de gravité particuliers, puissent être considérés comme les premiers éléments des circonférences qu'ils décrivent. Le travail moteur produit sur  $S''$  qui se meut dans le sens de la pression  $P$ , sera

$PS'' \cdot Fi$ .

Le travail résistant produit sur  $S'$  qui se meut en sens inverse de  $P$ , sera

$PS' \cdot Ed$ .

Or les volumes engendrés par les surfaces qui tournent autour d'un axe situé dans leur plan, sont égaux aux produits de ces surfaces par les chemins que parcourent leurs centres de gravité ;

donc le travail moteur sur  $S'$  sera égal au produit de  $P$  par le volume que cette surface a engendré dans son petit mouvement, et le travail résistant sur  $S'$  sera aussi égal au produit des mêmes facteurs. De plus, quand l'axe passe par le centre de gravité de la surface, les deux volumes engendrés de part et d'autre de cet axe, sont égaux et, dans le mouvement de rotation que nous avons supposé, les deux volumes engendrés par  $S'$  et  $S''$  et les travaux moteur et résistant qui en résultent, sont aussi égaux et se neutralisent réciproquement.

(Fig. 45.) On voit, d'après cela, que lorsque le centre de gravité  $O$  de la surface  $S$  parcourt un de ces petits chemins  $\sigma$  en lesquels nous avons divisé sa course totale, et que cette surface possède un double mouvement de translation et de rotation autour d'un axe qui passe par son centre de gravité et qui est compris dans son plan, le travail effectif qu'elle reçoit est le même que celui qu'elle recevrait si elle n'était animée que du mouvement de translation parallèle, et que le volume qu'elle engendre effectivement, dans ce double mouvement, est encore égal à celui qui correspondrait à la translation parallèle seule, car la rotation diminue le volume effectivement engendré, d'un côté de l'axe, d'une quantité égale à celle dont elle augmente le volume engendré de l'autre côté; de sorte que le travail effectivement reçu par la surface dans ce double mouvement, reste égal au produit de la pression  $P$  par le volume qu'engendre la surface  $S$ .

En portant maintenant son attention sur les divers moyens de faire passer une surface plane d'une position à une autre position quelconque, on reconnaîtra facilement que tout passage d'une surface plane qui reçoit la pression d'un fluide, d'une position à une autre position donnée, peut s'opérer par une combinaison des mouvements simples que nous venons de décrire et que, dans ce changement de position, le travail produit par le fluide contre cette surface sera le produit de la pression du fluide sur un mètre carré, par le volume que cette surface aura engendré dans son mouvement. Ce travail sera moteur, si le mouvement a eu lieu dans le sens de la pression, et

résistant si ce mouvement a eu lieu en sens inverse, c'est-à-dire a refoulé ce fluide.

Considérons maintenant un obturateur de forme quelconque se mouvant dans un conduit d'une manière quelconque et sollicité des deux côtés par des pressions d'air différentes.

Les deux faces de cet obturateur pourront toujours être regardées comme composées de facettes planes infiniment petites et chacune de ces facettes, suivant le sens de son mouvement, recevra du fluide qui la presse un travail moteur ou résistant égal au produit de la pression de ce fluide, par mètre carré, multiplié par le volume engendré par cette facette, et comme la somme des volumes engendrés par les facettes constitue le volume engendré par les faces de l'obturateur et que, de plus, ces faces engendrent le même volume puisque le déplacement de l'obturateur dans le conduit ne change pas la quantité d'air que contient celui-ci, et ne fait que changer le rapport des volumes, situés de part et d'autre de cet obturateur, il en résulte que les travaux moteur et résistant qui correspondent à son mouvement, seront les produits du même volume par les tensions qui leur ont donné naissance.

Si le mouvement a eu lieu en sens inverse de la plus grande des tensions sur les faces de l'obturateur, celui-ci aura dû recevoir effectivement d'une force motrice quelconque, un travail égal à l'excédant du travail résistant contre une de ses faces, sur le travail moteur qui s'est produit contre l'autre face, c'est-à-dire un travail égal au volume engendré par l'obturateur, multipliés par la différence des tensions par mètre carré, sur ses deux faces.

Si le mouvement a eu lieu dans le sens de la tension la plus élevée, l'obturateur aura reçu directement et sans l'intervention d'une force motrice étrangère, un travail effectif exactement égal au précédent.

Lorsque le mouvement de l'obturateur a lieu de la mine vers l'atmosphère extérieure où règne habituellement la plus grande des deux tensions, le travail qu'il faut lui transmettre est égal, abstraction faite des résistances passives, au produit du volume

d'air qu'il tire de la mine, par la dépression exprimée en kil. par mètre carré.

Lorsque son mouvement a lieu de l'atmosphère vers la mine dans laquelle il introduit ainsi un certain volume d'air, cet obturateur devient un récepteur de force motrice et il reçoit directement un travail qui s'évalue comme ci-dessus.

Si la tension dans la mine était plus élevée qu'à l'extérieur, ce qui arrive quand les ventilateurs sont soufflants, ce serait le mouvement de l'obturateur vers la mine qui exigerait l'intervention d'une force motrice étrangère et le mouvement de la mine vers l'atmosphère qui transformerait cet obturateur en récepteur de travail. L'expression des travaux moteur ou résistant n'en serait, du reste, pas changée.

Lorsque la disposition d'un ventilateur est telle, qu'il porte des obturateurs qui tirent de l'air de la mine et d'autres qui en introduisent dans cette mine, et que ces obturateurs sont dépendants d'un même organe mécanique qui leur transmet du travail ou qui reçoit celui que la dépression produit sur eux, le premier étant supposé plus grand que le second, il suffit de transmettre au ventilateur, abstraction faite des résistances passives, un travail moteur égal au produit de la dépression par la différence des volumes extraits de la mine et introduits dans cette mine, ou plutôt par le volume effectivement débité par l'appareil.

Nous pouvons donc poser la conséquence suivante qui est applicable à tous les ventilateurs de la même catégorie :

*Abstraction faite de toutes les résistances passives, le travail qu'il faut transmettre à un ventilateur à capacité variable est égal au produit de la dépression qu'il crée, par le volume d'air qu'il tire de la mine effectivement, que la constitution de ce ventilateur comporte, ou non, des rentrées d'air qui ne sont point le résultat de l'imperfection des obturateurs mobiles.*

Nous allons présenter quelques observations importantes sur la dernière partie de ce principe et rechercher les conséquences de l'imperfection des obturateurs mobiles.

*Effets des rentrées d'air par le pourtour des obturateurs imparfaits.*

Les obturateurs mobiles des appareils de ventilation ayant habituellement des dimensions considérables, ainsi que les conduits dans lesquels ils se meuvent, on a trouvé trois inconvénients graves à rendre hermétique la fermeture des conduits par ces obturateurs: 1° le prix élevé et la difficulté de construction ; 2° les frais d'entretien et de réparation des surfaces frottantes ; 3° l'énormité des frottements. On a évité tous ces écueils en laissant du jeu sur tout le pourtour des obturateurs, mais on a laissé ainsi une libre communication partielle entre l'atmosphère extérieure et l'intérieur de la mine et une partie de l'air expulsé par ces obturateurs rentre dans la chambre d'air qui les précède, d'où il faut l'enlever de nouveau.

Il est clair d'abord que ces rentrées, ou fuites vers l'intérieur, se faisant en dehors de la sphère d'action des obturateurs, ceux-ci n'en doivent recevoir aucun travail moteur, de sorte que tout le travail qui a été dépensé pour extraire les volumes d'air ainsi rentrés, est entièrement perdu. Lorsque l'air rentre par un mouvement des obturateurs de l'extérieur vers l'intérieur de la mine, il n'en est plus de même, le travail dépensé pour expulser inutilement cet air est restitué à l'obturateur mobile qui le réintroduit. Il faut donc, dans la mesure du possible, réduire au minimum le jeu qui est laissé sur tout le pourtour des obturateurs dans les conduits qu'ils parcourent en aspirant l'air de la mine, afin de réduire les pertes de travail et de tirer plus d'air de cette mine dans le même temps sans augmenter la vitesse de l'appareil. La perte de travail résultant des fuites est égale au produit de la dépression par le volume d'air qui rentre dans la chambre d'air après en avoir été expulsé.

*Rapport qui existe entre les fuites et les dépressions.*

Lorsqu'un ventilateur à capacité variable, quelle que soit sa forme, est construit, ses obturateurs mobiles laissent entre leur pourtour et les parois du conduit qu'ils balayent, un jeu ou un espace libre d'une étendue déterminée, et il passe par ces ou-

vertures toujours béantes, une certaine quantité d'air qui rentre dans la chambre qui précède le ventilateur et qui constitue une perte de travail dont nous avons déterminé ici dessus la valeur. Plus la différence des tensions dans l'atmosphère extérieure et dans la chambre d'air est considérable, plus le volume d'air ainsi perdu pour l'effet utile est grand, et il est important de déterminer le rapport qui existe entre le volume théoriquement expulsé par les obturateurs mobiles et le volume qui se perd ainsi sur tout leur périmètre, suivant qu'ils se meuvent plus ou moins rapidement pour faire passer un courant plus ou moins vif à travers les travaux d'exploitation.

Soient :  $V$  le volume engendré par les obturateurs mobiles, par course ou par révolution, suivant la nature du ventilateur ;

$\frac{V}{x}$  la fraction de ce volume extrait théoriquement, qui rentre dans la chambre d'air pendant cette course ou cette révolution ;

$n$  le nombre de courses ou de révolutions par minute ;

$h$  la dépression pour ce nombre de courses ;

$h'$  la dépression qui se produira sur la même mine, sous un autre nombre  $n'$  de courses ou de révolutions ;

$v'$  le volume d'air qui rentrera par minute sous cette dépression  $h'$ .

Il faut se rappeler : 1° que les vitesses de l'air par les ouvertures laissées libres sont proportionnelles aux racines carrées des hauteurs génératrices qui sont ici les dépressions, et que les volumes qui rentrent dans la chambre d'air, par minute, sont proportionnels à ces vitesses ; 2° que les volumes d'air qui circulent dans les mines sont proportionnels aux racines carrées des dépressions, en comprenant dans ces dépressions celles qui correspondent à l'action des causes naturelles ; 3° que les volumes d'air théoriquement extraits par les obturateurs mobiles sont proportionnels aux nombres de courses ou de révolutions de ces obturateurs.

Comme il s'agit surtout, ici, d'apprécier l'importance des fuites dans les dépressions élevées et que les dépressions naturelles non indiquées par les manomètres, deviennent de plus en plus négligeables à mesure que les dépressions mécaniques sont plus considérables, nous négligerons l'influence des causes naturelles de ventilation, en attribuant aux dépressions mécaniques la ventilation toute entière.

D'après ces conventions,  $nV$  sera le volume d'air théoriquement extrait par minute, sous la dépression  $h$ , et  $\frac{nV}{x}$  sera le volume rentré dans le même temps, de sorte que le volume réellement tiré de la mine, sera  $nV - \frac{nV}{x}$ .

Sous le nombre de tours  $n'$  produisant la dépression  $h'$ , le volume effectivement extrait sera  $n'V - v'$ .

Les volumes rentrés dans les deux cas,  $\frac{nV}{x}$  et  $v'$ , seront proportionnels aux racines carrées des dépressions, ce qui donnera :

$$\frac{nV}{x} : v' = \sqrt{h} : \sqrt{h'}; \text{ d'où } v' = \frac{nV\sqrt{h'}}{x\sqrt{h}}.$$

D'autre part, les volumes effectivement extraits des travaux,  $nV - \frac{nV}{x}$  et  $n'V - v'$ , sont aussi proportionnels aux racines carrées des dépressions, ce qui fournit la proportion :

$$nV - \frac{nV}{x} : n'V - v' = \sqrt{h} : \sqrt{h'}.$$

Si l'on remplace, dans cette proportion,  $v'$  par sa valeur trouvée ci-dessus et que l'on tire ensuite de la proportion ainsi modifiée, la valeur de  $\sqrt{h'}$ , il viendra :

$$\sqrt{h'} = \sqrt{h} \frac{n'}{n} \text{ et } h : h' = n^2 : n'^2.$$

Donc, les dépressions produites par tous les ventilateurs de cette catégorie sont proportionnelles aux carrés des nombres de courses ou de révolutions par minute, malgré les fuites qui croissent avec les dépressions.



Enfin les volumes effectivement extraits de la mine sous les nombres de tours ou de courses  $n$  et  $n'$ , étant proportionnels aux racines carrées des dépressions, ou comme  $\sqrt{h} : \sqrt{h'}$ , on pourra remplacer  $\sqrt{h'}$  par sa valeur ci-dessus, ce qui donnera le rapport.

Vol. sous le nombre de tours  $n$  : vol. sous le nombre de tours  $n' = \sqrt{h} : \sqrt{h} \frac{n'}{n} = n : n'$ .

*Ainsi, l'état de la mine demeurant constant, ces ventilateurs débitent effectivement, malgré les fuites, des volumes d'air qui croissent indéfiniment comme le nombre de courses ou de révolutions que la force motrice leur fait accomplir ou, ce qui revient au même, ils perdent, sous toutes les dépressions, des volumes d'air qui sont une fraction constante du volume qu'ils extraient théoriquement.*

Cette fraction constante du volume théorique, qui se perd à toutes vitesses, dépend de la précision avec laquelle les appareils sont construits et elle est d'autant plus faible qu'il y a moins de jeu entre les parois des conduits balayés par les obturateurs et le pourtour de ceux-ci.

La valeur absolue de cette perte, l'état des ventilateurs demeurant constant, dépend aussi du tempérament de la mine ; plus la dépression qu'elle exige pour fournir un volume d'air déterminé est grande, plus cette perte constante est considérable. En effet, la perte est proportionnelle à la vitesse de rentrée par l'espace libre autour des obturateurs mobiles, et la vitesse de rentrée, proportionnelle à la racine carrée de la dépression ; donc si l'on représente par :

$V$  le volume engendré par un de ces ventilateurs, dans chaque course ou révolution, lorsqu'il est placé sur une mine d'un certain tempérament ;

$\frac{1}{x}$  la fraction de ce volume qui se perd sous un certain nombre de tours ;

$h$  la dépression produite sous ce nombre de tours ;

$\frac{1}{y}$  la fraction du volume  $V$  qui se perd quand ce ventilateur est placé sur une mine d'un autre tempérament,

ou lorsque le tempérament de la mine sur laquelle il est placé, change;

à la dépression qui se produit dans ce dernier cas, sous le même nombre de tours que ci-dessus.

Il viendra :

$$\frac{V}{x} : \frac{V}{y} = 1 : \sqrt[3]{h} ; \text{ d'où } y = x \sqrt[3]{\frac{h}{h'}}$$

Supposons, par exemple, que ce ventilateur perde  $\frac{1}{10}$  du volume théorique qu'il engendre; que sous un certain nombre de tours, il crée une dépression  $h$  de 40<sup>mm</sup> d'eau, et que le tempérament de la mine vienne à s'aggraver au point que, sous le même nombre de tours, la dépression s'élève à 100 millimètres;

la formule donnera :  $y = 10 \sqrt[3]{\frac{40}{100}} = 6,666$ .

Ce ventilateur perdra alors  $\frac{V}{y} = \frac{V}{6,666} = 0,15$  du volume qu'il devrait débiter théoriquement, au lieu de 0,1 qu'il perdait dans la première hypothèse.

Si ces ventilateurs puisaient l'air dans une chambre hermétiquement fermée de tous les autres côtés, les phénomènes changeraient un peu de face, la dépression croîtrait rapidement jusqu'à ce que tout l'air expulsé pût rentrer par le pourtour des obturateurs et l'on atteindrait rapidement un état de régime sous lequel la quantité d'air raréfié contenu dans la chambre serait constante et sous lequel l'appareil consommerait régulièrement et sans effet utile tout le travail correspondant au volume théorique qu'il engendrerait et à l'énorme dépression qui en serait la conséquence. Cette dépression et le travail inutilement dépensé seraient évidemment d'autant plus considérables que l'appareil serait construit avec plus de précision et qu'il y aurait moins de jeu autour des obturateurs mobiles. La plupart des machines motrices de ces ventilateurs seraient arrêtées par l'énormité de la résistance avant d'atteindre ce résultat, à moins que l'on ne voulut se contenter d'une très faible vitesse qui donnerait à l'air emporté par l'appareil en petite

quantité, le temps de rentrer sans que la dépression prit une valeur trop considérable; c'est, comme on le voit, l'inverse de ce qui se passe dans les ventilateurs à force centrifuge avec cheminée évasée, dans lesquels la vitesse s'accélère sous la même dépense de force motrice, à mesure qu'ils débitent moins d'air, et atteint son maximum quand ils n'en débitent plus.

Nous avons démontré un peu plus haut, que lorsque l'état intérieur d'une mine reste constant et que l'on augmente l'activité de la ventilation par voie d'accroissement de vitesse d'un même appareil à capacité variable, on perd, par les fuites, des quantités d'air proportionnelles aux volumes extraits de la mine, ou une fraction constante du volume emporté dans chaque course ou révolution de l'appareil. La moindre durée de chaque course ou révolution est alors exactement compensée, au point de vue des rentrées d'air, par l'augmentation de la dépression ou de la hauteur génératrice de la vitesse de rentrée.

Si, au lieu de procéder par voie d'augmentation de vitesse du ventilateur, on augmentait l'activité de la ventilation par voie d'augmentation des dimensions de l'obturateur mobile, sans accroissement de vitesse, les fuites resteraient les mêmes que précédemment, c'est-à-dire seraient une fraction constante du volume d'air extrait, si le développement et la largeur des espaces par lesquels se font les rentrées d'air, n'avaient pas augmenté; mais il n'en est point ainsi, le périmètre de l'obturateur mobile augmente avec les dimensions de celui-ci et la quantité d'air qui repasse du côté de l'appareil d'où elle est venue, devient plus considérable, même en admettant que l'on ne soit point obligé d'élargir ces espaces en même temps que les dimensions de cet appareil. Cette augmentation des pertes devient de plus en plus grande à mesure que l'on veut tirer plus d'air sous la même vitesse de l'obturateur mobile.

Supposons, par exemple, qu'un ventilateur de cette catégorie tire, dans un temps donné, 50 mètres cubes d'air et en laisse rentrer 5 mètres cubes par le jeu que l'on a laissé autour de l'obturateur mobile; il est clair que cet obturateur aura dû engendrer dans sa course un volume de 55 mètres cubes et aura

perdu  $\frac{1}{11}$  de ce volume ou  $\frac{1}{10}$  du volume effectif extrait de la mine.

Si l'on veut agrandir l'obturateur, jusqu'à ce qu'il produise une ventilation effective de 100 mètres cubes dans le même temps, sans augmenter de vitesse, il devra engendrer un volume de  $100\text{m}^3 + \frac{100}{x}$ ,  $x$  représentant la fraction du volume effectif d'air tiré de la mine.

D'autre part, le développement des espaces par lesquels se font les rentrées d'air, est proportionnel au périmètre des obturateurs, en supposant la largeur de ces espaces constante pour tous, et les surfaces de ces obturateurs sont proportionnelles aux carrés de leurs dimensions linéaires quand ils sont semblables.

On aura donc en désignant par :

$l$  le développement des espaces par lesquels l'air rentre dans la mine pour la ventilation de  $50\text{m}^3$ ,

$L$  . . id. . . pour la ventilation de  $100\text{m}^3$ ,

$$l^2 : L^2 = 55\text{m}^3 : 100\text{m}^3 + \frac{100\text{m}^3}{x},$$

car les carrés des développements des espaces libres sont proportionnels aux surfaces des obturateurs ou aux volumes qu'ils engendrent puisqu'ils ont même vitesse; on tire de là

$$L^2 = l^2 \left( \frac{100 + \frac{100}{x}}{55} \right).$$

D'un autre côté, la fuite qui était  $\frac{1}{10}$  du volume effectif pour la ventilation de  $50\text{m}^3$ , est  $\frac{1}{x}$  du volume effectif pour la ventilation de  $100\text{m}^3$ , ce qui donne :

$$\frac{1}{10} : \frac{1}{x} = l : L; \text{ d'où } L = l \frac{10}{x} \text{ et } L^2 = l^2 \frac{100}{x^2}.$$

En égalant les deux valeurs de  $L^2$ , on obtient :

$$\frac{100}{x} = \frac{100 + \frac{100}{x}}{55}; \text{ d'où } x^2 + x = 55 \text{ et } x = -0,50 \pm \sqrt{55,25} = 6,933.$$

Avec ce nouveau ventilateur, on perdra donc  $\frac{100^{\text{m}^3}}{6,933} = 14,43$  mètres cubes, et pour tirer effectivement  $100^{\text{m}^3}$ , il faudra que l'obturateur mobile engendre un volume de  $114^{\text{m}^3}43$ , tandis que si l'on avait procédé par voie d'augmentation de vitesse de l'obturateur primitif, il eût suffi que celui-ci engendrât un volume de  $110^{\text{m}^3}$ , soit  $\frac{1}{10}$  de plus que le volume effectivement extrait.

Le fâcheux effet de l'agrandissement des obturateurs est encore plus prononcé quand il faut augmenter en même temps que leurs dimensions linéaires, la largeur des espaces libres sur leur pourtour, ce qui est le cas ordinaire.

Il faut donc, dans la mesure du possible, quand on emploie des ventilateurs de cette catégorie et qu'il devient nécessaire d'activer la ventilation, procéder par voie d'augmentation de vitesse des appareils plutôt que par voie d'augmentation de leurs dimensions.

Lorsqu'on augmente la vitesse absolue des obturateurs, en même temps que leurs dimensions, le fâcheux effet que nous venons de signaler, s'en trouve amoindri et il serait facile de déterminer par une méthode analogue à celle que nous venons d'appliquer, la mesure des pertes dans ce cas.

Lorsque l'on place sur un même puits, deux ventilateurs à capacité variable d'un système quelconque, les effets qu'ils produisent diffèrent essentiellement de ceux qui sont dus à l'action de deux ventilateurs à force centrifuge ou à impulsion directe, ou de toute autre espèce qui laisse libre la communication entre la mine et l'atmosphère extérieure, quand ils sont arrêtés.

Quand on place directement sur la chambre d'air ou sur la galerie d'amenée deux de ces derniers ventilateurs, ils ne tirent pas de la mine, comme nous l'avons vu, plus d'air qu'un seul faisant le même nombre de tours, parce qu'ils ne produisent pas plus de dépression et que le volume d'air qui traverse les galeries souterraines, dépend uniquement de la dépression créée à la partie supérieure du puits d'aérage. Mais quand, au lieu

d'un seul ventilateur à capacité variable faisant un certain nombre de tours, on en place deux semblables et faisant le même nombre de tours que le ventilateur unique, la dépression se trouve quadruplée et le volume d'air extrait doublé, à cela près des pertes par les fuites qui deviennent relativement plus considérables sous les grandes dépressions que sous les petites, comme nous venons de le démontrer. Ces ventilateurs sont donc les seuls dont on puisse utilement multiplier le nombre en les faisant agir directement sur l'air de la mine et non en les plaçant les uns à la suite des autres pour additionner les dépressions, comme il faudrait le faire pour les autres ventilateurs, parce que la dépression qu'ils produisent dépend du volume utilement engendré par leurs obturateurs mobiles et qu'un volume déterminé peut être indifféremment engendré par un seul ou par plusieurs appareils fonctionnant ensemble.

Après ces observations préliminaires qui sont applicables à tous les appareils à capacité variable, roues pneumatiques, pompes à air aspirantes ou foulantes..... nous pouvons aborder l'examen des différentes dispositions mécaniques qui ont été appliquées à la ventilation des mines et dont le mode d'action sur l'air est celui que nous venons de décrire.

En général, les inventeurs de ces appareils n'ont pas fait preuve d'une grande originalité d'esprit ; ils se sont contentés d'approprier à l'usage nouveau qu'ils en voulaient faire, les dispositions mécaniques précédemment employées pour élever de l'eau ou celles qui ont été brevetées autrefois comme machines à vapeur à rotation directe. Nous avons rassemblé dans une planche qui fait partie de cet ouvrage, les principales dispositions de pompes ou de machines rotatives qui ont servi de types à presque tous les ventilateurs de cette catégorie qui ont été construits, et dont quelques-uns sont aujourd'hui très répandus.

Les figures 47, 48, 49 représentent les types de pompes ordinaires aspirantes élevatoires.

La figure 50 représente la 2<sup>m</sup>e machine rotative de Watt inventée en 1782.

La figure 51, la machine rotative de Cooke inventée en 1787.

La figure 52, la machine de Murdock inventée en 1799.

La figure 53, la machine de Bramah et Dickinson inventée en 1790.

La figure 54, la machine de Flint inventée en 1805.

Et la figure 55, la machine de Joseph Ève inventée en 1825.

Tous ces appareils qui diffèrent de la pompe se comprennent aisément à la simple inspection des dessins. Ils se composent, en général, d'un arbre central qui porte un obturateur et qui tourne dans une enveloppe à fonds plats; la vapeur arrive dans l'intervalle compris entre l'enveloppe et l'arbre central, pousse l'obturateur mobile dans une direction, rencontre de l'autre côté un organe quelconque qui l'empêche d'exercer sa pression contre l'autre face de l'obturateur, puis s'échappe dans l'atmosphère ou dans un condenseur lorsque l'obturateur mobile qui reçoit son travail à dépassé l'orifice de sortie.

Ces dispositions qui n'ont fourni aucun bon résultat quand on les a appliquées comme récepteurs du travail de la vapeur, à cause de la difficulté pratique de construire des obturateurs mobiles fermant hermétiquement les conduits dans lesquels ils se meuvent, ne présentent pas d'aussi graves inconvénients dans leur application à la ventilation des mines, parce que les fuites n'y ont pas la même importance.

La méthode employée pour transformer ces machines en ventilateurs, consiste à agrandir considérablement les ouvertures d'entrée et de sortie, les obturateurs mobiles et les conduits dans lesquels ils se meuvent; puis, au lieu de faire glisser avec frottement, ces obturateurs le long des parois de ces conduits, on laisse du jeu tout autour, en remplaçant ainsi un énorme frottement et la détérioration rapide qui en serait la conséquence, par des rentrées d'air qui offrent un moindre inconvénient.

Presque tous les ventilateurs à capacité variable qui ont été employés jusqu'ici, ont été construits sur l'un ou l'autre des types que nous venons d'exposer. Les machines aspirantes à pistons ou à cloches plongeantes ont été calquées sur les types des pompes à eau aspirantes et élévatoires; le ventilateur de M. Fabry a été emprunté à l'idée de Murdock publiée depuis 1799,

et le ventilateur de M. Lemielle est construit sur l'idée de Cooke connue depuis 1787.

Il est clair qu'en passant en revue tous les brevets d'invention, en nombre immense, qui ont été pris pour machines à vapeur à rotation directe, depuis 80 ans, il serait possible d'inventer, séance tenante, un grand nombre de ventilateurs nouveaux de cette catégorie. Le meilleur serait celui qui présenterait le plus de simplicité dans sa construction, qui réduirait les fuites à leur minimum et qui serait le moins susceptible de détérioration.

Il nous reste maintenant à examiner attentivement ceux de ces appareils qui ont été appliqués utilement à la ventilation des mines.

#### DES MACHINES ASPIRANTES A PISTONS OU A CLOCHES PLONGEANTES.

Les machines aspirantes à pistons sont les premiers appareils mécaniques que l'on ait appliqués en Belgique à la ventilation des mines, en remplacement des foyers que l'on trouvait dangereux ou insuffisants. La première, datée de 1828 et a été construite sur un des puits de la société qui porte aujourd'hui le nom de Compagnie des charbonnages Belges et dont les sièges d'exploitation sont situés au couchant de Mons.

La figure (47) représente la disposition adoptée pour ces premiers appareils aspirants qui ne sont que des pompes ordinaires à simple effet construites sur une grande échelle. Deux pompes semblables étaient placées sur une même galerie qui livrait passage à tout l'air venant de la mine; leurs pistons recevaient le mouvement d'une machine à vapeur par l'intermédiaire d'un balancier ou par tout autre mode de transmission de mouvement, et aspiraient alternativement l'air vicié afin de produire, dans une certaine mesure, un appel continu. Pendant la descente de ces pistons, l'air qu'ils avaient tiré de la mine et qui emplissait le cylindre, était expulsé par les clapets que portaient ces mêmes pistons. Dans les premières machines de cette espèce, les pistons étaient munis d'une garniture graissée d'huile et de



plombagine et qui frottait légèrement contre les parois des cylindres afin d'empêcher les rentrées d'air extérieur dans ces cylindres, pendant les périodes d'aspiration. Plus tard, on supprima ces garnitures qui occasionnaient une perte assez considérable de travail par frottement, surtout lorsqu'elles étaient neuves ou nouvellement restaurées avec le peu de soin et d'intelligence que les ouvriers apportent souvent aux travaux de ce genre, et on remplaça les pistons par les cloches plongeantes dont la disposition est indiquée par la figure (48). Ce n'est que la reproduction du gazomètre ordinaire dont on aurait garni de clapets, la cloche et la partie supérieure de la fosse ou bêche qui contient l'eau employée comme moyen d'obturation ; le croquis que nous en donnons est suffisant pour dispenser d'autres explications du jeu de l'appareil. Cette disposition supprime évidemment toute rentrée d'air pendant l'aspiration et ne présente qu'une très faible résistance au mouvement.

Pour simplifier la transmission de mouvement et pour éviter de graves inconvénients inhérents à l'emploi des clapets horizontaux et sur lesquels nous revieñdrons plus loin, on coucha ensuite les cylindres horizontalement, de façon à placer sur un même axe le piston moteur et les deux pistons aspirants, comme l'indique la figure (49). On réalisait ainsi le maximum de simplicité dans la transmission du travail, et les clapets, tant sur les pistons que sur les fonds de cylindres, se trouvaient naturellement placés dans un plan vertical, ce qui rendait leur manœuvre plus facile et plus prompte, mais la fermeture hydraulique devenait impossible. On revint alors aux pistons frottant légèrement ou ne frottant plus du tout, en laissant un peu de jeu entre leur pourtour et les parois de la caisse dans laquelle ils se mouvaient. Pour les maintenir dans cette position relativement aux caisses, ils reposaient soit sur des coulisses sur lesquelles ils glissaient par l'intermédiaire de deux pièces légèrement saillantes qu'ils portaient à leur partie inférieure, soit sur des galets roulant sur une sorte de voie en fer établie dans la région la plus basse des caisses qui étaient habituellement à section carrée. Comme on constata bientôt par expérience, que ces pistons de grande dimension qui rece-

vaient à leur centre l'action de la force motrice et qui n'éprouvaient de résistance passive qu'à leur partie inférieure, étaient extrêmement difficiles à maintenir verticaux pendant le mouvement et se plaçaient obliquement tantôt dans un sens tantôt dans l'autre, relativement à leurs tiges, on plaça les coulisses directrices dans les parois latérales des caisses, à la hauteur des tiges des pistons et ceux-ci se trouvèrent ainsi suspendus dans ces caisses par des glissières ou par des galets roulant sur des coulisseaux; cette disposition fut trouvée préférable à la première.

Enfin, pour tirer meilleur parti de ces appareils fort encombrants par leurs grandes dimensions, lorsque l'on avait besoin d'un volume d'air considérable, on les fit à double effet dans ces derniers temps. Pour comprendre cette dernière transformation, il suffit d'imaginer que les deux caisses à air de la figure (49) sont enterrées jusqu'à mi-hauteur environ, portent, chacune, deux fonds semblables et que leurs pistons n'ont plus de clapets. Les deux fonds ainsi coupés en deux au niveau du sol, sont en communication par la moitié inférieure avec une même galerie dans laquelle arrive l'air vicié de la mine, et portent dans cette partie inférieure, des clapets qui s'ouvrent de dehors en dedans des caisses, tandis que leur partie supérieure qui émerge au-dessus du toit de la galerie ou chambre d'air vicié, porte des clapets qui s'ouvrent du dedans au dehors. Quand le piston se meut dans une direction, les clapets inférieurs du fond dont le piston s'éloigne, s'ouvrent et les clapets supérieurs du même fond sont tenus fermés par la pression atmosphérique; tandis que sur le fond dont le piston se rapproche, les clapets inférieurs sont maintenus sur leur siège par un excédant de tension intérieure sur la tension de la mine, et que les clapets supérieurs s'ouvrent pour laisser s'échapper dans l'atmosphère, l'air poussé par le piston. L'air entre ici dans les caisses et en sort par le même fond, aspiré par le bas de ce fond et expulsé par le haut; avec les mêmes dimensions de caisses on obtient ainsi un volume d'air double de celui qui serait débité si ces caisses étaient à simple effet.

En Amérique, on a construit, ou simplement proposé, une disposition qui semble le dernier mot des applications du principe de la pompe aspirante à mouvement alternatif, au moins au point de vue de la grandeur des effets recherchés. Elle se compose de deux galeries ou tunnels en maçonnerie d'une longueur quelconque, de 100<sup>m</sup> par exemple ; les deux extrémités de ces longs tubes portent, chacune, deux systèmes de clapets, les uns s'ouvrant de dehors en dedans, établissent la communication entre le tunnel et la galerie qui lui amène l'air vicié de la mine, les autres qui s'ouvrent de dedans en dehors le font communiquer avec l'atmosphère extérieure. Dans chacun de ces tunnels se trouve un chariot à quatre roues, roulant sur deux files de rails et portant une sorte de bouclier, ou piston, dont le pourtour se trouve à la plus petite distance possible des parois du tunnel qui sont revêtues d'un enduit de ciment pour la pose duquel le piston a servi de gabari. Ces chariots sont tirés tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre, par des cordes en fils de fer qui s'enroulent et se déroulent sur des tambours. Chacun de ces tunnels avec son chariot piston constitue tout simplement une pompe à double effet, à très longue course, et il est évidemment possible de donner à une semblable disposition une puissance de ventilation considérable, en augmentant la vitesse des chariots et la section des boucliers qu'ils portent.

Vu le peu d'usage que l'on fait aujourd'hui de ces divers appareils à pistons ou à cloches plongeantes, nous n'avons pas pensé qu'il fût très utile d'en donner des dessins détaillés que l'on peut, du reste, trouver dans les diverses publications sur l'exploitation des mines qui ont paru depuis une vingtaine d'années et particulièrement dans le grand ouvrage de M. Ponson qui contient tant de renseignements pratiques utiles aux exploitants.

#### *Effets des espaces nuisibles dans ces appareils.*

On nomme espace nuisible dans les pompes et les machines à vapeur, l'espace compris entre les clapets ou les appareils de distribution et le piston quand il est à l'extrémité de sa course

Dans les pompes à air, comme celles qui nous occupent, lorsque le piston est arrivé au bout de la course pendant laquelle il a chassé dans l'atmosphère, l'air qui était entré dans la pompe pendant la période d'aspiration, la portion de cet air qui emplit l'espace nuisible se trouve à une tension un peu supérieure à la tension atmosphérique ; il faut alors, pour que les clapets d'aspiration serouvrent, que ce piston parcoure un certain chemin en sens inverse de celui qu'il vient de parcourir, avant que la tension de l'air du côté où il est comprimé, s'abaisse assez pour que la tension dans la galerie d'amenée devienne suffisante pour ouvrir ces clapets. Ce n'est qu'à partir de ce moment que l'aspiration commence et que le mouvement du piston produit une ventilation effective ; de sorte que le volume d'air tiré de la mine est nécessairement plus petit que le volume engendré par le piston, et que le travail consommé par les diverses résistances pendant l'instant qui précède l'aspiration, est perdu pour l'effet utile. Cet inconvénient qui peut être considérable dans les appareils destinés à comprimer de l'air à très haute pression pour s'en servir ensuite comme force motrice, n'est pas très grave dans les pompes pneumatiques appliquées à la ventilation des mines, à cause du peu d'importance des variations de tension dans ces derniers appareils.

Supposons, par exemple, que dans une pompe de la forme indiquée par les figures (47 et 48), dont le piston ou la cloche plongeante a une section de 10 mètres carrés, il reste un volume d'air de 2 mètres cubes entre le piston ou le fond de la cloche et les clapets d'aspiration, à la fin de la course descendante ; que la pression extérieure soit de  $10^m33$  d'eau ; que la compression de l'air au-dessus de ces clapets soit de  $0^m04$ , soit pour tension totale de cet air,  $10^m33 + 0^m,04 = 10^m,37$  ; et qu'il faille, pour soulever ces mêmes clapets et commencer l'aspiration, que la tension au dessus de ceux-ci s'abaisse jusqu'à  $0^m,10$  au-dessous de la tension atmosphérique.

La hauteur  $x$  du volume d'air à la tension de  $10^m,37$ , sera de  $10^m$ .  $x = 2^m$  ; d'où  $x = 0^m,20$ .

Cet air devant être amené à la tension de  
 $10^m,33 - 0^m,10 = 10^m,23$ , occupera alors une hauteur de  
 $0^m,20 \frac{10,37}{10,23} = 0^m,2027$ .

Le piston ou la cloche n'aurait donc qu'un chemin d'environ  $0^m,003$  à parcourir au commencement de la course montante pour que l'aspiration commençât à s'établir; de sorte que dans les appareils de ce genre, on peut regarder comme tout à fait négligeable, l'influence des espaces nuisibles et les faire, sans inconvénient réel, aussi grands que peut l'exiger un aménagement quelconque des clapets.

*Irrégularité d'action de ces pompes sur l'air de la mine.*

La plupart des anciennes pompes pneumatiques étaient à simple effet et, pour régulariser l'aspiration dans une certaine mesure, on les avait faites à deux cylindres aspirant alternativement; mais les pistons ou les cloches plongeantes arrivaient au même moment l'un au sommet, l'autre au bas de sa course; de sorte que toute aspiration était suspendue pendant un instant plus ou moins long à la fin de chaque excursion. Il résultait de ce mode d'action une grande irrégularité de vitesse dans le courant ventilateur de la mine, surtout dans la partie la plus voisine de l'appareil de ventilation. A l'instant où l'aspiration se terminait dans l'un des cylindres et n'était pas encore commencée dans l'autre, le courant qui balayait la mine et qui possédait une vitesse ou une force vive plus ou moins considérable, ne s'arrêtait pas instantanément; il continuait sa course et tout le travail qu'il possédait en magasin était employé à comprimer l'air sur tout son développement pendant une courte période de diminution de vitesse; mais cette compression n'était pas uniforme dans toute sa longueur. Les tranches les plus voisines de l'appareil ventilateur poussaient l'obstacle inébranlable qui les arrêtait directement; les tranches suivantes poussaient celles-ci et étaient, à leur tour, poussées par celles qui les suivaient et ainsi de suite, jusqu'à l'orifice du puits d'entrée de l'air dans la mine; toutes ces pressions s'ajoutaient les unes aux autres dans le sens du courant, comme dans la cheminée

du ventilateur de M. Guibal, pour produire un maximum de compression sous l'appareil de ventilation et un minimum à l'orifice du puits d'entrée. Très souvent, comme nous l'avons constaté autrefois dans des expériences faites avec M. Glépin, la compression dans les dernières parties du courant s'élevait au point de porter l'air jusqu'à une tension supérieure à la tension atmosphérique extérieure, et les manomètres placés sur la chambre d'air ou sur la galerie d'amenée indiquaient, en cet instant, une tension dans cette galerie, plus élevée que la tension extérieure, de 0<sup>m</sup>,01 à 0<sup>m</sup>,02 d'eau. Immédiatement après, pendant la première période d'aspiration de l'un ou de l'autre des deux cylindres et jusqu'à ce que les soupapes d'aspiration se fussent levées, on constatait dans ce cylindre une dépression notablement supérieure à celle qui produisait effectivement l'appel d'air dans la mine, puis cet excédant disparaissait rapidement pour faire place à une dépression moindre jusqu'à la fin de la période d'aspiration, mais néanmoins toujours supérieure à la dépression utile qui existait dans la galerie d'amenée.

Pendant la période de descente des pistons et de fermeture des soupapes d'aspiration, il se manifestait dans le cylindre correspondant, une tension constamment supérieure à la tension atmosphérique, qui constituait avec le frottement du piston, une résistance passive consommant beaucoup de travail et qui diminuait, dans une proportion considérable, l'effet utile de la machine motrice.

Cette irrégularité dans l'action de la force motrice sur l'air de la mine occasionnant une irrégularité correspondante dans la vitesse du courant ventilateur, devenait la cause de compressions et de détentes successives dans ce courant et, par suite, d'une perte de travail plus ou moins considérable inhérente aux remous et aux vitesses momentanément plus grandes que la vitesse que le courant aurait dû prendre pour le débit du même volume d'air, s'il avait possédé une vitesse continue et uniforme. Il sera facile de se convaincre, à l'aide des lois que nous avons exposées concernant les résistances au mouvement de l'air dans les galeries de mines, que lorsqu'un courant

est animé d'une vitesse variable, la dépression moyenne nécessaire pour entretenir cet état de mouvement, est plus élevée que celle qui entretiendrait la vitesse uniforme sous laquelle le même volume d'air balayerait les travaux.

Pour obvier, dans une certaine mesure, à cette irrégularité d'action de l'appareil de ventilation sur l'air de la mine, on a proposé divers moyens.

M. Devaux, ancien inspecteur général des mines, conseillait de placer sur la galerie d'amenée ou sur la chambre d'air, trois cylindres aspirants ou trois cloches plongeantes, dont les communications de mouvement seraient disposées de façon à réaliser le maximum de régularité dans l'aspiration produite par l'ensemble de l'appareil. En Angleterre, on a employé deux cylindres à double effet semblables à ceux que nous avons décrits ci-dessus; la machine motrice transmettait le mouvement à un arbre portant à ses extrémités deux manivelles à angle droit agissant sur les billes articulées aux tiges des pistons; l'un de ces pistons se trouvait ainsi au milieu de sa course, lorsque l'autre était au commencement ou à la fin de la sienne. Enfin il existe, suivant nous, un troisième moyen de produire dans une mine un courant régulier, quelque irrégulière que soit l'action de l'appareil ventilateur sur l'air de cette mine; il consiste à placer l'appareil sur une chambre d'air assez vaste pour que les variations du volume d'air puisé dans cette chambre par cet appareil, n'y puissent produire que des variations de tension peu prononcées. Cette chambre régulariserait la dépression au sommet du puits d'aérage, comme le volant régularise la transmission du travail dans une machine à vapeur et elle serait d'autant plus efficace qu'elle serait plus grande.

#### *Fâcheux effets des soupapes.*

Le vice radical de toutes les catégories de pompes pneumatiques consiste dans l'obligation d'employer des soupapes. Abstraction faite des chances de dérangement qu'elles présentent et des chocs violents qu'elles produisent à l'instant de leur fermeture, lorsque leurs dimensions dépassent cer-

taines limites, elles sont toujours causes d'une grande perte de travail par l'accroissement de résistance au mouvement des pistons, dont elles sont l'origine.

Lorsqu'un piston commence sa période d'aspiration, il faut que le vide partiel qu'il crée entre les soupapes d'aspiration et lui, devienne suffisant pour que la tension dans la chambre d'air ou dans la galerie d'amenée, l'emporte sur la tension dans le cylindre, de la quantité nécessaire pour soulever ces soupapes et pour chasser l'air par les ouvertures résultant de ce soulèvement, avec une vitesse suffisante pour emplir le cylindre à mesure que le piston s'éloigne de ces ouvertures. Or le travail qu'il faut transmettre au piston pour fournir cette course, dépend directement de la différence des tensions entre ses deux faces et non de la différence entre la tension atmosphérique et la tension dans la galerie d'amenée qui, seule, peut agir sur l'air de la mine et activer la ventilation. Il faut donc, de ce chef, dépenser inutilement tout le travail correspondant à la différence des tensions dans le cylindre et dans la galerie d'amenée, et au volume engendré par le piston pendant cette course.

D'autre part, pendant la course suivante ou pendant la période d'expulsion de l'air dans l'atmosphère extérieure, la tension du fluide qui passe par les ouvertures des soupapes du piston, doit s'élever au-dessus de la pression atmosphérique, de toute la hauteur génératrice de la vitesse avec laquelle ce fluide traverse les orifices d'échappement, et l'on perd encore, pendant cette période du mouvement, tout le travail correspondant au produit de cet excédant de tension, par le volume qu'engendre le piston. Toutes ces considérations sur l'influence fâcheuse des soupapes, s'appliquent aussi bien aux appareils à double effet et à pistons pleins qu'aux appareils à simple effet.

Il faut donc, pour établir ces pompes pneumatiques dans les meilleures conditions possibles de fonctionnement, que les soupapes présentent, en se soulevant, le plus large passage possible, soit pour l'entrée de l'air dans les cylindres, soit pour sa sortie, et que ces soupapes s'ouvrent ou se ferment sous le



moindre effort possible. Malheureusement on rencontre, dans ces conditions, un problème de construction pratique assez difficile à résoudre convenablement. Pour rendre très facile la manœuvre des soupapes, il faut les équilibrer lorsqu'elles sont horizontales, ou les placer dans une position qui s'écarte peu du plan vertical. Quand on les équilibre, il faut leur laisser un excédant de poids sur le contre-poids, afin qu'après avoir été soulevées pendant une course, elles se ferment rapidement en ne laissant échapper que peu d'air au commencement de la course suivante; puis, dans le même but de fermeture rapide, il ne faut pas qu'elles se soulèvent beaucoup, ce qui laisse subsister une grande partie de leurs inconvénients; et enfin ces moyens d'équilibre qui se multiplient avec le nombre des soupapes, présentent une complication qui expose à de fréquents dérangements. Quand on les place verticalement, ou dans une position voisine de la verticale, leur poids devient un obstacle à leur soulèvement, d'autant plus grand qu'elles se soulèvent davantage, de sorte qu'en général, même lorsqu'elles ont de grandes dimensions, elles ne découvrent que d'une manière insuffisante, les ouvertures sur lesquelles elles sont placées.

Dans les applications, on place sur les pistons quand ils ne sont pas pleins, ou sur les cloches plongeantes et sur les fonds de cylindres, autant de soupapes qu'ils en peuvent porter et on les multiplie au lieu de les faire très grandes, afin qu'elles fonctionnent plus rapidement et retombent de moins haut sur leurs sièges, ce qui atténue les chocs inséparables de leur mode de fermeture; mais nonobstant toutes ces précautions, elles ne livrent jamais un assez large passage à l'air et les excédants de dépression pendant l'aspiration, et de compression pendant la période d'expulsion, conservent toujours une valeur assez considérable pour devenir la cause d'une perte de travail beaucoup trop grande relativement à l'effet utile.

*Observations pratiques.* — Il est extrêmement difficile de déterminer avec quelque précision, les volumes d'air tirés des mines par les appareils de ce genre et les dépressions utiles.

qu'ils produisent effectivement. Tous ceux que nous avons eu l'occasion d'examiner autrefois et tous ceux qui ont été étudiés par d'autres expérimentateurs qui ont publié les résultats de leurs observations, n'étaient point organisés de façon à régulariser l'aspiration au sommet des puits d'aérage et présentaient l'inconvénient d'une suspension complète de cette aspiration, aux limites de courses des pistons. Il en résultait une telle irrégularité dans les dépressions produites et dans les vitesses des courants ventilateurs, dans les galeries d'amenée où se fait habituellement le jaugeage de ces courants, qu'il était à peu près impossible d'arriver à déterminer une dépression et une vitesse moyenne, ou une dépression et une vitesse uniformes et correspondantes au même débit d'air. Rarement aussi, à l'époque où ces ventilateurs étaient plus employés qu'aujourd'hui, la puissance de leurs machines motrices était mesurée à l'aide de l'appareil de Mac-Naught ou du frein dynamométrique; on se contentait d'apprécier cette puissance à l'aide de la pression de la vapeur dans les chaudières, des diamètres et des courses de pistons, procédés qui ne pouvaient fournir que d'assez grossières approximations. Comme ils ont presque tous disparu en Belgique, pour être remplacés par d'autres appareils qui ont été considérés comme supérieurs, il est à peu près impossible aujourd'hui de les soumettre à un examen plus attentif. Ceux qui existent encore en Angleterre et en Amérique n'ont pas été l'objet de publications qui en fassent connaître les conditions de fonctionnement avec exactitude, et les expériences faites par M. Trasenster de l'Université de Liège, par M. Glépin, par M. Combe et par M. Scohy, expériences déjà anciennes et qui sont rapportées dans les traités d'exploitation des mines ou dans des mémoires spéciaux, nous paraissent bien plus propres à mettre en évidence tous les vices de ces appareils et à indiquer de quelle façon ils doivent être établis pour fournir un meilleur effet utile, qu'à faire connaître bien exactement les effets utiles qu'ils avaient produits dans ces expériences. Néanmoins nous allons rapporter quelques uns des résultats qui paraissent ressortir le plus clairement des observations de ces expérimentateurs.

*Rendement des caisses ou cylindres pneumatiques.*

D'après des expériences assez nombreuses faites par M. Glépin, il y a une trentaine d'années et, un peu plus tard, par M. Trasenster, dans les pompes pneumatiques à simple effet, à deux cylindres de diamètres compris entre 1<sup>m</sup>,60 et 3<sup>m</sup>,50, à pistons frottant contre les parois de ces cylindres et se mouvant avec une vitesse moyenne de 0<sup>m</sup>,40 à 0<sup>m</sup>,50 par seconde, le volume d'air effectivement tiré de la mine ne serait que de 0,70 à 0,92 du volume engendré par les pistons, suivant l'état d'entretien des garnitures de pistons et de clapets. Pour un appareil bien entretenu, à soupapes convenablement équilibrées et aussi multipliées que les pistons et fonds de cylindres le permettraient, on pourrait probablement compter sur un rendement de 90 pour cent du volume théorique.

D'après les même expérimentateurs, les appareils à cloches plongeantes, d'une section de 10<sup>m</sup><sup>3</sup>,525, de 1<sup>m</sup>,90 de course, fonctionnant avec une vitesse moyenne de 0<sup>m</sup>,70 par seconde environ et portant un grand nombre de clapets équilibrés, tireraient effectivement d'une mine, de 0,90 à 0,92 du volume théorique correspondant à l'excursion des cloches.

Les plus grandes pertes indiquées ci-dessus, ont été déterminées par M. Glépin, mais ces chiffres indiquant des pertes d'air de 30 p. % du volume engendré par les pistons, dans des appareils de cette nature qui paraissent peu susceptibles de les laisser se produire, nous semblent difficiles à admettre, et il est probable que vu l'extrême difficulté de juger les courants animés d'une vitesse très variable, l'élévation de ces pertes provient d'erreur dans le jaugeage du volume d'air effectivement débité.

D'après les expériences de M. Scohy, un appareil de grandes dimensions, construit dans le système des caisses pneumatiques horizontales représentées par la figure (49), mais à double effet, aurait présenté une perte d'air d'environ 24 p. % du volume engendré par ses pistons. Ce ventilateur avait été construit sur le puits n° 8 du charbonnage de Monceau Fontaine, d'après les plans de M. Mahaut; ses pistons étaient garnis sur leur pour-

tour de câbles plats pour empêcher les fuites, avaient une section de  $18^{\text{m}},45$ , une course de  $3^{\text{m}},31$  et se mouvaient avec une vitesse moyenne d'environ  $0^{\text{m}},55$  par seconde. Les fonds verticaux des caisses portaient deux systèmes de clapets, les uns à la partie supérieure pour l'expulsion de l'air, les autres à la partie inférieure pour l'introduction de l'air vicié dans ces caisses; ces clapets avaient  $1^{\text{m}},50$  de largeur sur  $1^{\text{m}},69$  de hauteur et ne se soulevaient que d'une assez faible quantité. Le traité d'exploitation des Mines de M. Ponson contient les dessins de cet appareil et de plusieurs autres de la même catégorie. De très grands ventilateurs de la même espèce ont été construits en Angleterre, dans le sud du pays de Galles, mais on n'a publié aucun résultat d'observations sérieuses sur leur rendement en air effectivement appelé de la mine, relativement au volume engendré par leurs pistons.

*Dépressions et compressions dans les cylindres ou caisses pneumatiques.*

D'après ce que nous avons dit ci-dessus des fâcheux effets des clapets, même lorsqu'ils sont équilibrés, il est évident que pendant la période d'aspiration de ces appareils, la dépression dans les cylindres ou caisses, doit être plus considérable que dans la chambre d'air ou la galerie d'amenée et que, pendant la période d'expulsion, la tension de l'air qui s'échappe doit être supérieure à la tension atmosphérique; c'est là l'un des plus graves inconvénients de tous les appareils qui étranglent le courant à son entrée et à sa sortie et il en résulte, comme nous allons le voir, une perte considérable de travail moteur.

Pour montrer à l'aide de chiffres, l'importance des pertes de travail qui peuvent résulter de l'étranglement du courant à l'entrée et à la sortie des cylindres pneumatiques, nous rapporterons les résultats des expériences faites par M. Trasenster sur l'appareil à cloches plongeantes de Marihay, où ces effets étaient très prononcés, surtout pendant l'aspiration, parce que les clapets des cuves étaient beaucoup plus mal équilibrés que ceux des cloches.

Ces cloches avaient 3<sup>m</sup>,66 de diamètre, 1<sup>m</sup>,78 de course et portaient 16 soupapes recouvrant des ouvertures qui présentaient ensemble une section de 3<sup>m²</sup>,17; les fonds fixes sous les cloches portaient le même nombre de soupapes.

Voici ces résultats d'expériences :

Nombre d'aspirations de chaque cloche par minute.	Dépression moyenne dans la galerie d'amenée de l'air sous les cloches, en m/m d'eau.	Dépression moyenne sous les cloches pendant l'aspiration, en m/m d'eau.	Excédant moyen de la tension sous les cloches, sur la pression atmosphérique pendant la période d'expulsion, en m/m d'eau.
4,75	6,60	11,00	4,00
11	44,30	67,50	10,15

Ces dépressions et compressions moyennes ne doivent être considérées que comme approximatives, car les compressions et dépressions effectives étaient extrêmement variables pendant chaque course, selon les observations générales que nous avons présentées précédemment, et l'on n'arrivait à leurs valeurs moyennes qu'en étranglant le passage de l'une des branches des manomètres, à l'autre, de façon à empêcher chaque valeur des tensions, de produire la variation manométrique correspondante, pendant sa durée.

Dans des expériences faites par le même observateur sur la machine du charbonnage de l'Espérance, les fâcheux effets des étranglements ont été encore plus prononcés.

Cette machine est à pistons frottant contre les parois de cuves cylindriques en bois; ils avaient 3<sup>m</sup>,54 de diamètre, leur course variait de 1<sup>m</sup>,60 à 1<sup>m</sup>,90; ces pistons et les fonds de cuves portaient, chacun, 20 clapets horizontaux recouvrant

des ouvertures qui présentaient ensemble une section de 3<sup>m</sup>,43, mais ces clapets se soulevaient peu et difficilement.

Voici les résultats obtenus :

Nombre d'aspirations de chaque piston, par minute.	Dépression moyenne dans la galerie d'amenée de l'air dans les cuves, en m/m d'eau.	Dépression moyenne sous les pistons, pendant l'aspiration, en m/m d'eau.	Excédant moyen de la tension sous les pistons sur la pression atmosphérique, pendant la période d'expulsion, en m/m d'eau.
14,50	73,70	140,00	62,00
13,40	46,00	106,40	43,50
9,40	10,00	77,00	42,00

Même observation que ci-dessus concernant la vraie valeur de ces moyennes. On est arrivé à des résultats bien moins défavorables en plaçant les clapets verticalement ou dans une position voisine de la verticale ; mais il y a toujours, dans toutes leurs positions, une perte inhérente à leur faible soulèvement, car si on les laissait s'ouvrir largement, les pistons ou les cloches pourraient, au commencement de la période d'expulsion, refouler beaucoup d'air dans la mine avant qu'ils fussent fermés ; à ce point de vue, il vaut mieux les multiplier que les faire trop grands. Dans les grands appareils à pistons animés d'une faible vitesse et dont les fonds peuvent recevoir un nombre considérable de clapets verticaux, les différences entre les dépressions intérieures et les dépressions utiles, ainsi que les compressions pendant les périodes d'expulsion, doivent être bien moindres, mais nous ne connaissons point d'expériences faites avec soin sur les appareils de ce genre.

*Effet utile des pompes pneumatiques.* — Il est facile de comprendre a priori que des appareils organisés comme les pre-

mières pompes pneumatiques, par exemple comme celle de l'Espérance, devaient fournir fort peu d'effet utile. En effet, pour tirer de la mine un volume d'air de 8<sup>m</sup> par seconde, ce qui représente, à peu près, le volume qu'elle débitait à 14,50 coups doubles de pistons par minute, chaque course atteignant la longueur de 1<sup>m</sup>,90, le travail utilisé n'était que de :

$$8^{\text{m}} \cdot 73^{\text{kil}},70 = 589,6 \text{ kilogrammètres par seconde,}$$

Soit. par minute, 35376 kilogrammètres;

tandis que le travail dépensé pendant le même temps, en faisant abstraction de toutes les autres résistances passives, se composait du travail correspondant à 29 aspirations sous la dépression de 140<sup>kil.</sup> par mètre carré et à 29 refoulements sous la compression de 62<sup>kil.</sup> par mètre carré, soit :

$$0,785 (3,54)^2 1^{\text{m}},90 \cdot 29 (140^{\text{kil.}} + 62^{\text{kil.}}) = 85974 \text{ kilogrammètres.}$$

Le coefficient d'effet utile, abstraction faite de toutes les résistances passives autres que celles qui tiennent aux fuites et aux étranglements, ne serait donc que de :

$$\frac{35376}{85974} = 0,41.$$

En y comprenant toutes les autres résistances, M. Trasenster estime que l'effet utile ne s'élevait pas au-dessus de 20 à 25 p. % du travail effectivement transmis par le piston moteur.

D'autres appareils, mieux conçus et mieux organisés, ont fourni un effet utile notablement supérieur. La machine à cloches plongeantes de Marihaye, d'après les appréciations de M. Trasenster, devait fournir approximativement, à la vitesse de 11 aspirations par minute et par cloche, un effet utile de 45 à 50 p. % du travail produit dans la machine motrice.

Les grands appareils, principalement, semblent devoir produire un effet utile assez considérable. Le grand ventilateur de Monceau-Fontaine dont il a été question ci-dessus et qui est de cette catégorie, utilisait, d'après M. Scohy, 66,5 p. c. du travail qui lui était transmis ; mais comme il porte à 24 p. %, les pertes d'air par les soupapes et autour des pistons, ce qui ne diminue en rien le travail qu'il faut transmettre à l'appareil, il ne serait resté que 9,5 p. c. du travail total de la vapeur pour subvenir

à la consommation des frottements de toute nature, des excédants de dépression dans les caisses pendant les aspirations, et de compression au-delà de la pression atmosphérique pendant les périodes d'expulsion. Tout ce que l'on connaît de l'influence de ces diverses résistances sur la marche des appareils de cette espèce, ne permet guères d'admettre un coefficient d'effet utile aussi élevé, malgré la facilité avec laquelle s'effectuait la manœuvre des grands clapets verticaux dont nous avons donné les dimensions.

Néanmoins l'amélioration rapide d'effet utile que l'on a obtenue en facilitant le mouvement des clapets, en augmentant la somme des ouvertures qu'ils recouvrent et en construisant les appareils pour débiter un grand volume d'air, prouve qu'ils sont susceptibles de grands perfectionnements, ce qui est dû à leur perfection théorique et à la nature des inconvénients qu'ils ont présentés et qui dérivent uniquement de vices de construction. Il est probable que l'on tire un bon effet utile des très grands appareils anglais et américains dont nous avons donné une description sommaire et qui paraissent assez judicieusement conçus; mais nous manquons de renseignements à ce sujet.

Il nous semble que pour tirer des ventilateurs de cette espèce, le plus grand effet utile possible, il faudrait : 1° les faire à double effet pour régulariser l'aspiration avec deux cylindres seulement, et pour économiser le travail correspondant aux résistances passives pendant les courses d'expulsion de l'air qui ne servent point à l'effet utile, 2° Supprimer les clapets qui n'ouvrent jamais un assez large passage à l'air et qui exigent toujours une assez grande différence des tensions entre leurs deux faces pour être soulevés, et les remplacer par quelque disposition mécanique qui ouvrirait ou fermerait entièrement la partie des fonds de cylindres ou de caisses qui doivent livrer passage à l'air tant à son entrée qu'à sa sortie; par exemple, par de grandes soupapes à gorge tournant autour d'axes qui les partageraient en deux parties égales et qui remplaceraient les fonds; ces soupapes que l'on emploie souvent comme modé-



rateurs dans les machines à vapeur, se manœuvrent facilement, sont susceptibles de fermer complètement une ouverture et pourraient être mises en mouvement à l'aide d'une disposition mécanique spéciale; elles seraient manœuvrées pendant un court intervalle de repos aux limites de course de l'un des pistons et pendant que l'autre piston se trouve dans la période de maximum d'action sur l'air de la mine; 3° Dans la mesure du possible, les vitesses et les intervalles de repos de chacun des deux pistons devraient être réglés, de façon à régulariser l'aspiration sur la mine; 4° Les courses des pistons devraient être aussi longues que possible afin de ne point multiplier les temps d'arrêt et les pertes de volume engendré, par les dilata-tions et les compressions de l'air et par les fuites qui pourraient résulter de la manœuvre des obturateurs mobiles extrêmes; 5° Éviter de faire frotter les pistons contre les parois des caisses, mais laisser le plus petit jeu possible entre leur pourtour et les parois de ces caisses ou conduits qui devraient être soigneusement dressés; puis diminuer, le plus que possible, les résis-tances au mouvement de ces pistons en transformant le frotte-ment de glissement en frottement de roulement, toutes les fois qu'ils se meuvent horizontalement; 6° Faire mouvoir ces pistons aussi vite que possible afin d'engendrer un grand volume sans donner beaucoup de développement aux espaces libres qui subsisteraient sur leur pourtour; il ne faudrait point aller, bien entendu, jusqu'à une vitesse sous laquelle la force vive du fluide en mouvement deviendrait assez considérable pour ne pouvoir plus être regardée comme négligeable. A ces conditions, ces appareils construits sur une très grande échelle, fourni-raient, très probablement, un effet utile comparable à celui des meilleurs ventilateurs, parce que, nous le répétons, ils sont irréprochables théoriquement, mais ils seraient toujours d'une installation coûteuse et plus encombrante que la plupart de ceux-ci, ce qui suffira, suivant toute probabilité, pour les faire abandonner tout à fait.

## VENTILATEUR DE M. FABRY.

(Fig. 57 et 59.) Ce ventilateur, dont les figures 57 et 58 indiquent les dispositions générales, abstraction faite des moyens de réalisation pratique, n'est évidemment qu'une copie agrandie et appropriée à l'usage que l'on en veut faire, de la machine rotative de Murdock. Après quelques tâtonnements, M. Fabry a fini par se contenter de trois dents sur chacune des roues ; plusieurs de ses ventilateurs ont été construits avec des dents ayant la forme indiquée sur la roue de gauche dans la figure 57, puis il leur a donné tout simplement la forme indiquée par la figure 59 en les réduisant presque à l'état de squelette.

(Fig. 59 et 60.) Un mécanicien exploite aujourd'hui, en Angleterre, le même appareil réduit à deux dents par roue, sous le nom de ventilateur Roots, et il l'emploie surtout comme ventilateur soufflant pour alimenter d'air les cubilots et les foyers de forges. Au reste tous les appareils de cette catégorie peuvent indifféremment aspirer l'air ou le souffler, suivant que l'on met l'atmosphère extérieure en communication avec l'une ou avec l'autre de leurs ouvertures, le sens de la rotation demeurant le même.

Dans le ventilateur de M. Fabry, les deux roues ont habituellement la même vitesse de rotation et leurs mouvements sont rendus solidaires par deux engrenages de même diamètre placés en dehors de la caisse à fonds plats dans laquelle ces deux roues tournent en sens inverse comme les engrenages ordinaires. Ces deux engrenages doivent être tracés avec beaucoup de soin et les dents de l'un trouver le moins possible de jeu entre les dents de l'autre, pour que tout mouvement de l'une des roues aspirantes entraîne un mouvement exactement correspondant dans l'autre roue; sans cela, il faudrait donner beaucoup de jeu à ces dents des roues pneumatiques pour qu'elles ne s'arc-boutent pas pendant leur fonctionnement.

(Fig. 57.) Les deux roues pneumatiques tournant dans le sens indiqué par les flèches, l'air de la mine arrive par une large

ouverture M, s'établit dans les intervalles des dents qui sont embrassées par la caisse enveloppe et qui l'emportent des deux côtés le long des parties concentriques de cette enveloppe, pour le rejeter dans l'atmosphère par l'ouverture N.

Pendant que les roues créent ainsi deux courants sortants continus et uniformes, de M vers N, une certaine quantité d'air repasse de la région N dans la région M, par intermittence et chaque fois qu'une dent H se trouve sur la ligne des centres et a emprisonné dans le vide de deux dents de l'autre roue, Q, cette quantité d'air qui commence à rentrer dans la région M aussitôt que la dent H a dépassé la ligne des centres. A l'instant où l'air emprisonné à la pression atmosphérique dans l'espace Q est mis en communication avec la région M où règne une tension moindre, il subit une détente brusque qui doit porter un certain trouble dans le double courant qui s'est établi le long des parties courbes de l'enveloppe.

Il est clair que, pour qu'un semblable appareil soit efficace, il faut qu'il n'y ait jamais de communication directe entre l'atmosphère extérieure et la chambre d'air M et, pour cela, il est indispensable que la partie courbe de l'enveloppe, concentrique avec chaque roue ait, au moins, un développement égal à la distance  $\rho'g''$  des extrémités de deux dents.

La machine motrice du ventilateur agit directement sur l'un des deux arbres tournants qui portent les roues pneumatiques; l'autre reçoit le mouvement de celui-ci par l'intermédiaire des deux engrenages égaux placés en dehors de l'enveloppe.

#### *Tracé des roues pneumatiques.*

(Fig. 57.) On trace d'abord les circonférences primitives de rayons égaux  $r$  qui servent de base au reste du tracé; la grandeur de ce rayon dépend du volume d'air que l'on veut extraire de la mine et de la rapidité du mouvement de rotation que l'on doit imprimer à l'appareil. Ces circonférences primitives sont tangentes en C.

On partage ensuite chacune de ces circonférences primitives en six parties égales dont une,  $\alpha Cz$ , est elle-même partagée en

deux parties égales par la ligne des centres  $AB$ ; puis, avec une ouverture de compas égale à  $Cn$ , on trace les portions de courbes,  $mn$ ,  $zy$ , qui appartiendront à la dent de droite; les courbes de contact des autres dents se traceront avec le même rayon, auront leurs centres sur les circonférences primitives au milieu de chaque dent et seront comprises entre ces circonférences primitives et les circonférences de rayon  $Bn = R'$  pour la roue de droite et de rayon égal à  $Am$  pour la roue de gauche.

Ces courbes  $mn$  et  $nx$ , pour rester en contact pendant toute la période comprise entre l'instant où elles se mettent en prise et l'instant où elles s'écartent définitivement, période qui correspond à un sixième de tour, devraient avoir la forme d'épicycloïdes ou de développantes de cercles tracées sur la circonférence primitive de droite, pour la courbe  $mn$ , et sur la circonférence primitive de gauche, pour la courbe  $nx$ ; mais l'arc de cercle décrit du milieu de l'épaisseur de chaque dent est si près de se confondre avec la partie correspondante de ces courbes, que l'on peut substituer, dans la pratique, ce petit arc à la courbe la mieux appropriée théoriquement aux conditions qu'il s'agit de remplir (1). Du reste, dans les applications, le contact

---

(1) On nomme développante de cercle la courbe que trace dans un plan perpendiculaire à l'axe d'un cylindre, l'extrémité d'un fil enroulé sur ce cylindre, lorsqu'on déroule ce fil en le tenant constamment tendu; c'est une courbe en spirale dont on n'utiliserait que la première partie dans l'application dont il s'agit.

Toutes les normales à la développante, dans son plan, sont tangentes au cylindre qui a servi de base à son tracé. Il en résulte que lorsque deux dents d'engrenages qui ont la forme de développantes, sont en contact; la normale commune aux deux dents à leur point de contact, est tangente simultanément aux deux cylindres qui ont servi de base au tracé de ces dents; de sorte que les efforts tangentiels auxquels les deux engrenages sont soumis, vont passer constamment à la même distance des axes de rotation de ces engrenages ou s'exercent toujours à l'extrémité de bras de levier constants. Dans ces conditions, tout travail transmis par une dent serait intégralement reçu par l'autre, s'il n'y avait pas de frottement, et comme les efforts tangentiels au point de contact seraient égaux, en vertu du principe de la réaction égale à l'action, les vitesses tangentielles seraient aussi égales; donc les dents de-

ne doit pas s'établir pour éviter le frottement, et la substitution de cet arc à une courbe plus rationnelle, ne peut que faire varier dans une faible mesure la largeur du jeu que l'on doit maintenir entre ces parties qui doivent néanmoins être construites avec beaucoup de soin et de précision, parce que l'importance des fuites ou rentrées par la partie centrale de l'appareil dépend de la largeur de ce jeu.

Quant à la forme des dents, en dehors de ces courbes de contact,  $mn$ ,  $nx$ ,  $zy$ ... dans l'intervalle des circonférences de rayons  $r$  et  $R'$ , on peut la faire varier entre des limites très étendues sans changer le volume d'air extrait de la mine dans chaque révolution de l'appareil, comme nous allons le voir tout à l'heure.

*Volume engendré utilement par le ventilateur à trois dents.*

(Fig. 57). En examinant attentivement la marche d'un semblable appareil, on voit que dans chaque révolution des deux roues, elles rejettent dans l'atmosphère, chacune, trois fois, soit pour les deux roues six fois, le volume d'air compris entre deux ailes et l'enveloppe circulaire, et que les six ailes, en traversant la ligne des centres, chacune à leur tour, réintroduisent de la région N dans la région M, le volume d'air compris dans l'encoche Q, soit six fois ce volume pour une révolution complète.

Le volume effectivement débité, les fuites étant supposées nulles, est évidemment égal à la différence de ces volumes.

Pour bien comprendre le mode de réintroduction de l'air dans la mine par la partie centrale de l'appareil, supposons le contact de deux dents établi en  $n$  et en  $z$ , lorsque l'une quelconque, H, des dents est partagée en deux parties égales par la ligne des centres et que le mouvement a lieu dans le sens indiqué par les flèches.

---

meurant en contact pendant le mouvement, les vitesses tangentielles seraient égales et, réciproquement, les vitesses tangentielles étant maintenues égales, les dents resteraient en contact pendant le mouvement, même dans le cas où elles n'exerceraient aucune action l'une sur l'autre.

ches à partir de la position tracée dans la figure. Dès le commencement du mouvement, les courbes  $zy$ ,  $zo$  se séparent définitivement et les courbes  $mn$  et  $nx$  se conduisent à la façon d'une dent d'engrenage qui en pousse une autre, en fermant la communication directe entre les régions N et M ; mais comme le contact des courbes  $nm$  et  $nx$  s'est établi avant la ligne des centres, ces courbes glissent l'une sur l'autre d'un mouvement rentrant jusqu'à ce que leur point de contact se trouve sur la ligne des centres, puis d'un mouvement de dedans en dehors depuis cette dernière position jusqu'à ce que la dent F soit à son tour partagée en deux parties égales par cette même ligne des centres. La dent F est alors abandonnée par la dent H d'un côté, et se met en contact avec la dent P, de l'autre ; le même phénomène se reproduit ensuite indéfiniment.

Cherchons maintenant l'expression du volume d'air effectivement débité par l'appareil :

Si toutes les dents avaient la forme que nous avons supposée aux dents de la roue de droite, c'est-à-dire si ces dents se terminaient par une courbe cylindrique  $nCz$  de rayon  $r$ , se confondant avec la circonférence primitive de l'une des roues quand une dent de l'autre roue traverse la ligne des centres, et que tout le surplus de longueur de ces dents,  $Cg$ , se réduisit à une simple surface plane ou fût simplement composé d'une feuille de tôle mince,  $Cg$ , le passage de chaque dent par la ligne des centres, serait suivi de l'introduction, dans la région M, d'un volume d'air égal au produit de la largeur du ventilateur, par la surface  $Cngz$ , et cette surface  $Cngz$  est égale à la surface  $piq$  et à toutes les autres surfaces comprises entre les dents et les circonférences primitives des roues. D'autre part, le volume expulsé le long de l'enveloppe, pendant une révolution, serait égal à six fois le volume compris entre les dents P, T et l'enveloppe, et comme pour chaque expulsion de ce volume, il y aurait une rentrée correspondante à la surface  $piq$ , le volume effectivement débité par l'appareil, en un tour, serait égal à 6 fois le produit de sa largeur par la surface  $g' C' K p q n' C'' g'' g'$ .

Soient : L la largeur,

R le rayon extérieur des roues,

V le volume effectivement débité par révolution.

Il viendra 
$$V = 6. L \left[ \frac{\pi R^3 - \pi r^3}{3} - 2 \text{ surface } C' K p \right] \quad (A)$$

La surface  $C' K p = c m n$ , et 2.  $C' K p = m n z y - 2 n C z s$ .

L'angle  $n A z$  étant de  $60^\circ$ , le secteur  $AnCz = \frac{\pi r^3}{6} = 0,5236. r^3$ ,

et le triangle  $A n z = \frac{r}{2} \cdot \frac{r}{2} \sqrt{3} = 0,4331. r^2$ ;

donc  $2. n C z s = 2. r^3 (0,5236 - 0,4331) = 0,181. r^3$ .

D'autre part, la surface  $m n z y$  peut être considérée comme un rectangle ayant  $r$  pour hauteur et, pour base,  $sz = 2. s C$ .

Or,  $sC = r - r \cos. 30^\circ = r - \frac{r}{2} \sqrt{3} = 0,1338. r$ ;

donc  $sz = 0,2676. r$ .

Ainsi la surface  $m n z y$  aura pour valeur

$$r. 0,2676. r = 0,2676. r^2,$$

et il viendra  $2. C' K p = 0,2676. r^3 - 0,181. r^3 = 0,0866. r^3$ .

La formule (A) devient alors

$$V = 6 L [1,0472. R^3 - 1,0472. r^3 - 0,0866. r^3]$$

$$\text{et } V = L [6,2832. R^3 - 6,8028. r^3] \quad (B)$$

Si, au lieu de donner aux dents la forme théorique tracée sur la roue de droite, on leur donnait une forme quelconque, sans modifier les courbes de contact  $m n, n x$ .... dont le tracé est obligatoire, par exemple la forme tracée sur la roue de gauche, il est évident que tout complément des dents substitué aux simples cloisons  $Cg, C'g', C''g''$ , diminuerait le volume correspondant à la surface  $g' C' K p q n' C'' g'' g'$ , d'une certaine quantité, et que le volume rentrant correspondant à l'espace Q, serait diminué de la même quantité par suite du volume occupé par la dent dans cet espace; de sorte que le volume d'air effectivement tiré de la mine, resterait le même. Quant à la profondeur des encoches Q, P, elle est tout à fait indifférente, car le volume correspondant à ces espaces se retrouve intégralement à la sortie et à la rentrée. On peut donc donner aux dents des formes ex-

trêmement variées sans qu'il en résulte aucune modification dans le volume d'air débité qui peut toujours être déterminé par l'expression (B).

On peut constater aussi, à la simple inspection de cette formule, que la distance des axes tournants étant déterminée, il faut donner à  $R$  la plus grande valeur possible pour que l'appareil tire de la mine le plus grand volume d'air possible, par révolution. Il convient donc que les extrémités des dents d'une roue pénètrent le plus profondément que possible dans l'autre roue, ou passent le plus près possible de l'arbre qui porte celle-ci; il y a cependant une limite pratique à cette pénétration, car il faut que la roue conserve assez de matière au centre pour être solidement calée sur l'arbre, puis il est indispensable de donner à l'encoche  $Q$  des dimensions d'autant plus grandes que les dents sont plus longues, pour que celles-ci puissent se dégaier facilement, et on arrive assez vite à des dimensions d'encoches qui ne laissent plus assez d'épaisseur à ces dents.

Pratiquement, on peut déterminer l'étendue des encoches, nécessaire au passage des dents, en construisant deux rondelles de bois ou de carton représentant les cercles primitifs du ventilateur, en fixant une dent sur le flanc d'une de ces rondelles, puis en faisant rouler celle-ci sur la circonférence de l'autre; la dent tracera d'elle même, sur cette dernière, l'espace minimum qui sera nécessaire pour son passage.

*Application.* Quel est le volume d'air que débiterait théoriquement et par révolution, un ventilateur de M. Fabry ayant un rayon  $R$  de  $1^m,73$ , un rayon des circonférences primitives  $r = 1^m$  et une largeur de  $2^m$ . Ce sont des dimensions qui ont été souvent adoptées.

La formule (B) donne  $\bar{V} = 24$  mètres cubes.

Les derniers ventilateurs construits par M. Fabry ont été réduits à leur simple squelette, conformément à la figure 59, mais nous ne pensons pas que cette disposition plus économique que toute autre, parce qu'elle peut être réalisée avec de la tôle épaisse et des cornières, soit la meilleure possible; elle ne présente pas une rigidité suffisante, ce qui oblige à agrandir le jeu



qui doit être réservé entre les encoches et les dents quand elles y passent, puis il nous semble que des dents qui présenteraient à l'extrémité une forme arrondie emplissant le plus exactement que possible la capacité des encoches, en dedans des circonférences primitives, s'opposeraient mieux aux fuites par la partie centrale de l'appareil et réintroduiraient directement dans la mine un moins grand volume d'air, ce qui porterait moins de perturbation dans le courant qui vient de cette mine et se bifurque le long des parties courbes de l'enveloppe.

*Ventilateur Fabry à deux ailes par roue.*

La théorie de cet appareil (fig. 58) ne diffère guère de la précédente; on trace les deux circonférences primitives de rayons  $r$ , tangentes en C; on divise ces circonférences primitives en quatre parties égales, au lieu de six, puis les courbes de contact  $mn$ ,  $mx$ ,  $zy$ ,  $zo$  avec un rayon égal à la moitié d'une des quatre parties en lesquelles on a divisé les circonférences. Les courbes de contact qui sont les parties de l'appareil qui exigent le plus de précision, une fois tracées, on peut donner au surplus des dents ou ailes toutes les formes imaginables sans modifier le volume d'air effectivement débité, pourvu que les rayons  $Re$  et  $r$  restent les mêmes. L'enveloppe courbe doit embrasser une portion des roues un peu plus grande que dans le ventilateur précédent. Pour intercepter la communication directe entre l'intérieur de la mine et l'atmosphère extérieure, il faut que cette enveloppe embrasse, au moins, la moitié de chaque roue; sans cela une des dents quitterait l'enveloppe avant que l'autre s'en fût rapprochée jusqu'à la distance très faible qui doit continuer à subsister entre ces deux parties de l'appareil, pour éviter le frottement.

*Volume engendré utilement dans le ventilateur à deux ailes.*

Nous userons ici du même artifice que ci-dessus et nous supposerons que les ailes ont la forme indiquée sur la partie droite de la figure.

Sous cette forme, le volume correspondant à la surface  $mCzi$  que chaque aile réintroduit dans la mine en traversant la ligne des centres, est égal au volume correspondant à l'en-coche  $nEFn'$  comprise entre deux ailes et la circonférence primitive. Ces volumes égaux successivement transportés de l'intérieur de la mine dans l'atmosphère extérieur et de l'atmosphère dans la mine, peuvent être négligés dans le calcul, de sorte que le volume  $V$  effectivement débité est égal, pour une révolution, à quatre fois l'espace correspondant à la surface  $GhijfltvqU$ ; on tire de là :

$$V = 4 L \left[ \frac{\pi R^2 - \pi r^2}{2} - 2. \text{surface } vlt \right] \quad (C).$$

La surface  $vlt = Cmn$ , et 2 surface  $vlt = mnyz - 2. mCzs$ .  
L'angle  $mAz$  étant de  $90^\circ$ , le secteur

$$Amcz = \frac{\pi r^2}{4} = 0,785. r^2,$$

Et la surface du triangle  $Amz = r \frac{r}{2} = 0,50. r^2$ ,

Donc  $2. mCzs = 2. r^2 [ 0,785 - 0,50 ] = 0,57 r^2$ .

D'autre part, la surface  $mnyz$  peut être considérée comme un rectangle ayant  $su$  pour base et  $r \sqrt{2}$  pour hauteur ;

Or  $su = 2. Cs = 2 ( r - r \cos 45^\circ ) = 0,566. r$ ;

Donc surface  $mnyz = 0,566. r. r \sqrt{2} = 0,800. r^2$ ,

Et 2 surface  $vlt = r^2 ( 0,800 - 0,57 ) = 0,230. r^2$ .

La formule (C) devient alors :

$$V = 4 L \left[ \frac{\pi R^2 - \pi r^2}{2} - 0,230 r^2 \right]$$

$$\text{Et } V = L [ 6,2832. R^2 - 7,20. r^2 ]. \quad (D)$$

On voit, en comparant les deux expressions (B) et (D) que le ventilateur à deux ailes débite un peu moins d'air, par révolution, que le ventilateur à trois ailes, lorsqu'ils ont mêmes rayons extérieurs, mêmes circonférences primitives et mêmes largeurs.

On donne aussi à ces ventilateurs à deux ailes, la forme simplifiée indiquée par la figure (60), mais nous avons les mêmes objections que plus haut à formuler contre cette dispo-

sition. On s'en est écarté le plus que possible dans le ventilateur Roots : les ailes ont la forme arrondie représentée sur la roue de gauche dans la figure (58) et les encoches «EF» sont le mieux que possible, emplies par les extrémités des ailes lorsqu'elles y passent. L'appareil présente ainsi beaucoup de rigidité, presque pas de rentrée d'air sous l'action des ailes, moins de perturbations dans le courant qui se dirige vers lui, et l'on peut sans inconvénient lui imprimer un mouvement plus rapide sans exagérer le jeu par lequel se font les rentrées d'air vers la source d'où on le tire.

Il est clair que dans ce cas, comme dans le précédent, les ailes d'une des roues doivent pénétrer le plus possible dans l'autre roue, pour arriver au maximum du volume effectivement débité par tour.

#### *Observations pratiques sur ce ventilateur.*

D'après les théories que nous venons d'exposer, il faut évidemment, pour tirer d'une mine avec un appareil de cette espèce d'un diamètre déterminé, le plus grand volume d'air possible, que les circonférences primitives égales aient les plus petits rayons possibles ; c'est-à-dire que les extrémités des dents de l'une des roues, pénétrant le plus profondément que possible dans l'autre roue, ce qui tend évidemment à réduire à leur minimum l'épaisseur de ces dents à leur base et le diamètre du moyeu qui les porte. Il résulte de là un inconvénient pratique très grave et qui constitue le vice radical de ce genre d'appareils quand il faut les faire de grand diamètre et de grande largeur pour tirer beaucoup d'air. Lorsque les extrémités des dents affleurent les parois intérieures de l'enveloppe, ou pendant leur période d'aspiration, elles sont poussées par la différence des tensions de l'air sur leurs deux faces, en sens inverse de la direction de leur mouvement, et à partir de l'instant où l'une quelconque de ces dents commence sa période de réintroduction de l'air par le centre de l'appareil, elle est sollicitée dans le sens du mouvement par la même différence des tensions du fluide sur ses deux faces. Ces dents très minces à

leur base, présentant une longueur en porte à faux plus ou moins grande suivant l'importance de l'appareil, sont donc poussées tantôt dans un sens tantôt dans l'autre par des efforts qui deviennent considérables pour les fortes dépressions et qui se reproduisant à de courts intervalles, donnent naissance dans ces roues, à des vibrations continuelles et font osciller les dents, ce qui oblige le constructeur à laisser un jeu très large entre les extrémités de ces dents et les encoches dans lesquelles elles passent périodiquement, afin d'éviter les arc-boutements.

Un contremaître des ateliers de Produits, M. Evrard, a pris, il y a quelques années, un brevet d'invention pour une disposition de ventilateur reposant sur le même principe, mais qui nous paraît devoir être, dans une large mesure, exempte de l'inconvénient si grave que nous venons de signaler dans le ventilateur de M. Fabry; elle est représentée dans ses lignes primitives par la figure (56). Les deux dents que porte le tambour principal peuvent être faites aussi épaisses à la base que l'exigera la condition importante de rigidité, et elles peuvent être construites de façon à emplir aussi exactement que possible, l'encoche dans laquelle elles passent à la fin de leur période d'aspiration. La théorie de cet appareil est la même que celle du ventilateur de M. Fabry; le volume d'air qu'il peut tirer d'une mine, abstraction faite des fuites et par révolution, est égal au volume engendré par les dents ou ailes pendant cette révolution, diminué de deux fois le volume de l'encoche, quelle que soit la forme des dents. Cet appareil n'a été construit, jusqu'à présent, que sur une très petite échelle et il serait peut-être assez hardi d'affirmer son succès a priori, mais il paraît devoir se prêter bien mieux que celui de M. Fabry à la précision de l'ajustement, à cause de la possibilité de donner plus de rigidité aux ailes, et permettre, plus que ce dernier, un mouvement de rotation rapide, très favorable à l'effet utile, sans qu'il s'y produise d'arc-boutement; l'idée est assez rationnelle pour mériter un essai en grand sur une mine.

Tous ces appareils qui ne produisent pas une aspiration uniforme, engendrent toujours des oscillations très prononcées dans les dépressions, surtout dans leur voisinage, et des vibra-

tions dans le courant ventilateur, qui se font sentir jusqu'à une grande distance dans l'intérieur des travaux.

*Effet utile du ventilateur Fabry.*

Jusqu'à présent, ce ventilateur n'a pas été construit pour tirer d'une mine, un grand volume d'air; le débit des plus considérables n'a pas dépassé 12 à 15 mètres cubes par seconde, et il ne paraît guère se prêter à une ventilation plus active à cause de l'inconvénient que nous avons signalé, lequel devient plus prononcé à mesure que l'on augmente ses dimensions. Les plus grands que l'on ait construits n'ont guères plus de 3<sup>m</sup>,50 de diamètre pour chaque roue, 3<sup>m</sup> de largeur et ne font que de 20 à 30 tours par minute; quand on dépasse cette vitesse, les dents s'arc-boutent et se brisent à cause des oscillations qui deviennent trop fortes relativement au jeu que le constructeur a jugé convenable de laisser entre les extrémités de ces dents et les parois des encoches; en agrandissant ce jeu pour pouvoir tourner plus vite, les fuites deviennent trop considérables.

Dans ces conditions de marche, ces appareils, d'après un assez grand nombre d'expériences faites par MM. Jochams, Trasenster,..... ont fourni un effet utile en air tiré de la mine, de 0,40 à 0,57 du travail moteur qui leur était transmis, suivant l'état dans lequel ils se trouvaient, le degré de précision que le constructeur avait apporté dans leurs ajustements et le soin qu'il avait mis à réduire à leur minimum tous les passages par lesquels les fuites s'effectuent.

Quand ils ont servi pendant un certain temps et que les dents des engrenages extérieurs qui communiquent aux deux roues des vitesses égales, prennent du jeu, il faut diminuer leur vitesse de fonctionnement, pour éviter les arc-boutements, ou agrandir le jeu entre les encoches et les dents.

En résumé, ces ventilateurs nous paraissent peu susceptibles de produire une ventilation énergique et de fortes dépressions, parce qu'on ne peut leur donner de grandes dimensions ou les faire tourner vite, sans laisser un jeu considérable entre leurs parties mobiles, et parce que leur effet utile doit diminuer à

mesure que la dépression s'élève et que le jeu s'agrandit. Ces conséquences simultanées sont inséparables d'un accroissement de ventilation, que cet accroissement soit dû à une augmentation de vitesse d'un même appareil ou à l'emploi d'un appareil de plus grandes dimensions; c'est pour cela que nous n'insisterons pas davantage sur les détails de construction de ces ventilateurs dont on trouvera du reste des dessins complets dans la plupart des traités d'exploitation publiés depuis vingt-cinq ans.

---

### VENTILATEUR DE M. LEMIELLE.

---

Comme nous l'avons dit dans les considérations générales sur les appareils à capacité variable, ce ventilateur n'est que la reproduction sur une échelle agrandie et avec quelques modifications appropriées à l'usage auquel il est destiné, de la machine rotative de Cooke dont nous avons, ci-dessus, rappelé la disposition. Les deux appareils consistent en un tambour portant un certain nombre de volets ou d'ailes à charnières qui peuvent s'ouvrir ou se fermer. Ces ailes s'ouvrent pour recevoir l'action de la vapeur dans la machine de Cooke, ou pour aspirer l'air de la mine dans la machine de M. Lemielle, et se referment pour échapper à l'action de la vapeur à partir d'un certain point, dans la première, ou pour rentrer dans la chambre d'air sans y rapporter une trop grande partie de l'air qu'elles viennent d'en extraire, dans la seconde. Les extrémités de ces ailes, dans les deux cas, se meuvent le long d'une enveloppe fixe contre laquelle elles frottent dans la machine à vapeur, et dont elles restent à la plus petite distance possible, sans la toucher, dans le ventilateur.

Nous montrerons d'abord, par une figure théorique, comment M. Lemielle a conçu son appareil, puis nous exposerons ensuite dans un dessin complet du ventilateur, la manière dont il l'a pratiquement réalisé.

*Ventilateur à trois ailes.*

(Fig. 61.) Un grand tambour polygonal à faces pleines, *mxyzp*, tourne autour de son axe de figure A et porte sur son pourtour, trois ailes à charnière, BC, DE, GH, de même hauteur que lui et qu'il entraîne dans son mouvement de rotation. Le tout est placé dans une enveloppe cylindrique fixe qui communique avec la mine par une ouverture I qui a la même hauteur que le tambour, et avec l'atmosphère extérieure par une ouverture K qui a aussi cette hauteur.

Le centre de l'enveloppe se trouve en O, à une certaine distance de A et l'on a placé, à ce point O, un arbre cylindrique solidement fixé par le bas dans la maçonnerie qui forme la base de l'enveloppe. A cet arbre, on a articulé les bielles OD, OC, OH, auxquelles il sert de centre de rotation et celles-ci sont articulées par l'autre bout aux extrémités des ailes qu'elles obligent ainsi à décrire une circonférence pendant toute la durée d'une révolution du tambour central. Ces bielles passent par de petites ouvertures transversales ménagées dans les faces du tambour, et s'y meuvent transversalement pour ouvrir ou fermer les ailes.

Il est facile de comprendre maintenant que si l'on imprime un mouvement de rotation au tambour, dans le sens indiqué par la flèche, le volume d'air compris entre le tambour, l'enveloppe et les deux ailes LC et DE, sera rejeté dans l'atmosphère pendant la période de mouvement à la fin de laquelle l'aile DE aura pris la place de l'aile BC et que, pendant le même temps, une partie de l'air ainsi rejeté dans l'atmosphère aura pu rentrer à la suite de l'aile GH. Lorsque l'aile BC aura atteint la position B' C' et l'aile GH la position G' H', le volume d'air compris entre l'enveloppe, le tambour central et les deux ailes B' C' et G' H' commencera à pénétrer dans la chambre I et y aura pénétré tout entier quand l'aile B' C' aura pris la position G' H'.

Dans chaque révolution entière du tambour, les ailes emportent donc trois fois le volume d'air compris entre l'enveloppe, le tambour et les ailes DE et BC, et elles ramènent trois fois,

dans la chambre d'air, le volume compris entre le tambour, l'enveloppe et les ailes  $B'C'$  et  $G'H'$ .

La mine ne débite effectivement qu'un volume d'air égal à la différence entre le volume emporté de la chambre d'air et le volume que les ailes rapportent dans cette chambre.

Pour trouver le volume d'air effectivement débité par cet appareil en une révolution, il suffit évidemment de calculer l'étendue de la surface  $DEnxyBCQD$  et celle de la surface  $H'G'p'z'y'B'C'TH'$ , puis de multiplier la différence de ces surfaces par trois et par la hauteur du tambour ; mais avant de nous occuper de la théorie proprement dite de ce ventilateur, nous donnerons la description de l'un des derniers qui aient été construits dans notre pays ; il est placé sur un des puits de la compagnie de l'Ouest de Mons.

Cet appareil se compose (fig. 62 et 63) :

1° D'une grande fosse circulaire en maçonnerie de briques dont le pourtour cylindrique et la base sont recouverts d'un enduit de ciment romain ayant une épaisseur moyenne de 1 centimètre. Les ailes du ventilateur servent de gabari pour la pose de cet enduit et on ne laisse entre lui et ces ailes qu'un jeu de 1 à  $1\frac{1}{2}$  centimètres. La fosse est ouverte sur toute sa hauteur, d'un côté pour communiquer avec la mine et, du côté opposé, pour être en communication directe avec l'atmosphère. Au fond, on a placé une grande pierre de fondation sur laquelle on a solidement fixé une grande crapaudine  $A$  munie supérieurement d'une rigole circulaire dans laquelle on doit verser l'huile destinée à adoucir les frottements à la partie inférieure de l'appareil.

2° D'un arbre creux en fonte  $B$ , coudé en haut et en bas, fait de deux pièces et tourné dans les parties  $\alpha$ , sur une longueur suffisante pour recevoir, sur chacune de ces parties  $\alpha$ , les bagues de trois bielles qui seront articulées, d'autre part, aux extrémités des ailes. Il y a deux bielles pour chaque aile, l'une en haut l'autre en bas et, dans chacune des régions  $\alpha$ , les trois bagues reposent l'une sur l'autre et ne sont empêchées de descendre sur l'arbre que par un petit collet venu de fonte et



placé sous la bague inférieure. Le bout inférieur de l'arbre coudé est calé d'une manière invariable dans le cylindre creux qui fait partie de la plaque ou crapaudine de fondation A. L'axe de ce cylindre doit coïncider avec l'axe de rotation du tambour mobile hexagonal et l'axe de l'arbre  $\alpha B$  avec l'axe de la grande fosse cylindrique ; il est important que tout ce système fixe présente une grande solidité. Le retour d'équerre supérieur, BD, de l'arbre fixe est percé d'une ouverture alézée dont l'axe coïncide avec l'axe de la plaque de fondation inférieure et dans laquelle on place une espèce de gobelet C qui peut monter et descendre dans cette ouverture et qui est soutenu par une traverse E qui passe dessous et qui est portée elle-même par deux forts boulons qui passent à travers ses extrémités et à travers deux oreilles venues de fonte au bout du retour d'équerre BD, mais que l'on ne voit pas sur le dessin parce qu'elles sont à l'avant et à l'arrière de la partie coupée. En manœuvrant les écrous de ces boulons qui reposent sur les oreilles fixes on peut faire monter ou descendre le gobelet C. Au fond de ce gobelet, on a placé une lentille en acier fondu sur laquelle doit tourner un pivot également en acier, F, qui est invariablement fixé sur l'arbre vertical en fonte, G, au bout duquel on place la manivelle qui reçoit l'action de la machine motrice. L'arbre G avec son pivot F peut donc tourner sur le godet fixe C soutenu par le retour d'équerre de l'arbre principal BB et cet arbre G peut, à volonté, être remonté ou descendu par l'intermédiaire de la traverse support E manœuvrée par les deux boulons dont nous avons parlé.

3° D'un solide croisillon en fonte HH dont le moyeu est traversé par l'arbre G et que l'on fixe sur cet arbre à l'aide d'un large collet  $m$  que porte celui-ci ; le moyeu du croisillon ne doit pas reposer sur le gobelet C pour que ce croisillon reste simplement suspendu à l'arbre G porté lui-même par la traverse E.

Aux six angles du croisillon supérieur dont nous venons de décrire le mode de suspension à l'arbre G, on a placé six montants verticaux qui viennent se rattacher, à leurs pieds, aux six angles d'un croisillon inférieur à peu près semblable au premier et dont le moyeu embrasse la partie inférieure de l'ar-

bre fixe principal sans reposer sur le cylindre fixe de la plaque de fondation. L'arbre G porte donc le croisillon supérieur, les six montants verticaux fixés à ses angles et, par l'intermédiaire de ces six montants, le croisillon inférieur qui peut tourner à frottement doux sur le bas de l'arbre fixe B ; c'est pour graisser constamment cette partie frottante que le haut de la plaque de fondation est muni d'une rigole dont le rebord extérieur se relève plus haut que l'intervalle libre entre le dessous du moyeu et la plate-forme qui termine la partie cylindrique de la plaque de fondation.

Dans les intervalles des six montants verticaux on a établi une solide charpente en madriers, recouverte d'une chemise en planches soigneusement assemblées à rainures et languettes. Ces panneaux formés de montants et de traverses peuvent porter des décharges dans les trois faces qui ne sont point traversées par les bielles ; on a supprimé ces décharges dans les autres faces parce qu'elles auraient gêné le mouvement transversal de ces bielles.

L'ensemble des deux croisillons et des panneaux qui les relient constitue le tambour central qui est tout entier suspendu, par le haut, à l'arbre G et qui participera nécessairement au mouvement de rotation de cet arbre.

Si l'on fixe maintenant à trois angles équidistants du tambour central, trois ailes à charnières de même hauteur que lui et dont chacune se relie par l'extrémité la plus éloignée de la charnière, à deux bielles situées dans un même plan vertical, l'une en haut, l'autre en bas de l'aile, ces bielles étant placées d'autre part sur l'arbre central en  $\pi$ , et traversant par des rainures ménagées dans ce but les panneaux correspondants du tambour, il est clair qu'en imprimant un mouvement de rotation continu à l'arbre G, il en portera avec lui le tambour et les ailes et que les extrémités de celles-ci maintenues par les bielles, se mouvront en restant à la même distance de la partie circulaire de la fosse et que l'on obtiendra exactement le genre de mouvement que nous avons décrit sur la figure théorique 61.

La machine à vapeur motrice est placée sur une grande

pierre de fondation reposant elle-même sur le massif de maçonnerie de briques qui constitue l'un des côtés de la fosse circulaire. A l'avant du cylindre de cette machine, on a placé en travers de la fosse, quatre fortes poutrelles à double T, MMMM, qui doivent porter toute la communication de mouvement du piston moteur à l'arbre G et qui laissent entr'elles trois espaces inégaux, celui du centre étant plus large que les deux autres. Dans l'espace central, on a attaché aux poutrelles une sorte de palier muni intérieurement de coussinets en bronze qui embrassent l'arbre tournant G sur une grande hauteur, afin qu'il soit maintenu bien verticalement ; puis, au dessus des deux autres intervalles on a placé des plaques de fondation portant deux poussarts obliques NN terminés à leur sommet par une traverse P qui est destinée à maintenir le tourillon supérieur du coude manivelle qui couronne l'arbre principal G ; à l'extrémité de ce tourillon supérieur on a placé les deux excentriques qui transmettent le mouvement aux tiroirs d'une distribution de vapeur à détente. La traverse P qui termine les poussarts N est contrebutée de l'autre côté par l'un des coulisseaux qui doivent guider en ligne droite le point d'articulation de la tige du piston moteur, à la bielle, et qui se relie d'autre part au cylindre moteur, et l'on a placé à la limite extrême de la course de ce piston, un support SS solidement fixé aux poutrelles inférieures, pour consolider tout cet assemblage. La bielle oscille dans un plan horizontal et transmet directement le mouvement à l'arbre G par la manivelle coudée qui termine cet arbre. Tout le surplus de la fosse est recouvert de fortes poutrelles en bois sous lesquelles on fixe un plafond fait de planches assemblées à rainures et languettes et dressées avec soin, surtout au-dessus des espaces balayés par les ailes, afin de ne laisser entre le plafond et le haut de celles-ci, que le plus petit jeu possible.

Nous avons reproduit, dans la figure 64, les détails de construction d'une aile.

Ces ailes sont formées d'un fort chassis en madriers, portant d'un côté un revêtement en planches assemblées à rainures et languettes, et l'axe autour duquel elles tournent est disposé à

peu près comme la penture d'une porte cochère. Le croisillon inférieur du tambour central porte en saillie et en trois points équidistants de son pourtour, des crapaudines ou gobelets, et le croisillon supérieur porte, dans les points correspondants, des cylindres creux ou bourdonnières. Le tourillon inférieur des ailes repose dans la crapaudine et le tourillon supérieur est maintenu par la bourdonnière. Ces tourillons, dont le dessin présente la forme, sont fixés à l'aide de boulons et d'une patte  $y$ , à une poutrelle en fer à double T,  $x$ , qui est, elle-même, boulonnée sur l'un des montants verticaux de l'aile. Pour consolider l'assemblage de cette poutrelle avec le montant, on a placé une équerre à nervure  $z$  sur chacune des traverses du châssis en bois et boulonné ces équerres, d'un côté, sur la poutrelle et, de l'autre côté, sur la traverse. Quatre autres équerres  $p$  fixées deux à deux sur les traverses les plus rapprochées, maintiennent les axes embrassés par les deux bielles qui manœuvrent l'aile et qui sont articulées, d'autre part, à l'arbre BB. Pour chaque aile, ces bielles sont placées à des hauteurs différentes, mais sont toujours à égale distance du haut et du bas de l'aile, afin que la pression due à la différence des tensions de l'air sur ses deux faces, ne tende point à la gauchir.

Cet appareil est, comme on le voit, passablement compliqué, et exige un graissage continu de toutes les parties frottantes; voici comment il s'exécute :

(Fig. 62.) L'arbre G est percé d'un trou par lequel on verse l'huile qui descend par une rainure pratiquée dans cet arbre autour du pivot F, jusques dans le gobelet ou crapaudine C; quand ce gobelet est plein jusqu'au sommet, l'huile se déverse par une petite échancrure faite à la rigole qui entoure le pivot, sur le coude supérieur de l'arbre BB qui la reverse par un petit conduit dans la rigole ménagée en haut de la bague de la première bielle; de là, elle peut lubrifier l'arbre sur la hauteur des trois bagues, descendre le long de l'arbre B sur les bagues des bielles inférieures et, d'un petit réservoir placé sous ces bielles inférieures, être conduite entre les surfaces frottantes OO du pied de l'arbre fixe et du moyeu du croisillon inférieur.

Pour lubrifier les charnières des ailes et les articulations de ces ailes avec les bielles, on a fait au plafond de la fosse deux ouvertures devant lesquelles ces articulations viennent passer tour à tour, et l'on verse, par ces ouvertures, l'huile qui tombe directement sur les articulations supérieures et qui, de là, coule le long de petites rainures pratiquées tout exprès pour la conduire jusqu'aux articulations inférieures correspondantes. De loin en loin, quand le ventilateur cesse de fonctionner, le dimanche par exemple, un ouvrier pénètre dans la fosse et vérifie si tous les moyens de graissage fonctionnent convenablement.

*Du volume d'air débité par ce ventilateur.*

(Fig. 61.) Dans un semblable ventilateur, les deux parties de l'enveloppe cylindrique en maçonnerie, de part et d'autre des deux ouvertures par lesquelles l'air de la mine arrive et s'en va, doivent être disposées de la manière suivante : à l'instant où l'une quelconque des ailes, BC par exemple, va passer devant l'ouverture de sortie de l'air, l'aile qui la suit, DE, doit s'engager dans la région enveloppée, DQC, afin qu'il y ait toujours au moins une aile parcourant cette région et empêchant la communication directe entre l'atmosphère extérieure et le conduit qui amène l'air de la mine, et à l'instant où une aile G'H' va quitter la partie de l'enveloppe le long de laquelle s'effectuent les rentrées, l'aile qui la suit, B'C', doit s'engager dans cette région enveloppée, pour supprimer également tout passage direct et libre de l'atmosphère extérieure à la galerie d'amenée de l'air.

Pourvu qu'elles satisfassent à ces deux conditions, on peut faire occuper aux deux parties de l'enveloppe des positions très variées autour de la partie mobile de l'appareil, mais celui-ci ne débitera pas le même volume d'air par révolution pour toutes ces positions.

Dans chacune de ces dispositions, le volume d'air extrait de la chambre d'air pendant qu'une palette passe de la position DE, à la position BC est évidemment égal au produit de la surface QDENayBCQ par la hauteur de l'appareil, et ce volume

est expulsé trois fois par révolution, et, d'autre part, le volume d'air qui rentre dans la chambre d'air pendant qu'une palette passe de la position  $B'C'$  à la position  $G'H'$  est égal au produit de la surface  $TH'G'p'z'y'B'C'T$  par la même hauteur, et ce volume est aussi réintégré dans la chambre d'air trois fois par révolution ; de sorte que le volume définitivement débité par l'appareil, en un tour, est représenté par le produit de 3 fois la hauteur par la différence des deux surfaces mixtilignes que nous venons d'indiquer.

Il faut donc, pour tirer du ventilateur le maximum d'effet utile, chercher les portions de la circonférence de rayon  $OC$  que doit embrasser chacune des parties de l'enveloppe pour que, du côté de la sortie de l'air, la surface  $QDEnxyBCQ$  soit la plus grande possible et que, du côté de la rentrée, la surface  $TH'G'p'z'y'B'C'T$  soit la plus petite possible. Malheureusement ce problème de géométrie n'est pas aussi facile à résoudre qu'il peut le paraître a priori et nous en avons cherché en vain, une solution simple et à la portée de tout le monde.

Quelques ingénieurs ont admis que l'on pouvait réaliser le maximum d'effet utile en faisant correspondre les deux parties de l'enveloppe à des angles de  $120^\circ$  au centre du tambour mobile, et en faisant partager ces deux portions d'enveloppe en deux parties égales, par la ligne qui passe par le centre du tambour et le centre de l'enveloppe.

Nous exposerons d'abord cette solution en déterminant le volume théorique d'air effectivement débité par l'appareil dans ce cas particulier, puis nous examinerons ensuite si cette façon de résoudre la question est rationnelle.

La figure (65) représente cette condition de marche de l'appareil ; la ligne des centres  $MN$  partage en deux parties égales les deux arcs  $DMC$  et  $xNy$  et les angles  $xAy$  et  $CAD$  sont de  $120^\circ$ .

Représentons par :  $R$  le rayon  $OC$  de l'enveloppe.

$r$  le rayon  $AB$  de la circonférence que décrivent les centres des charnières des ailes.

L la largeur DE des ailes.

$x$  la distance AO du centre du tambour  
au centre de l'enveloppe.

Du côté de la sortie de l'air, à cause de la symétrie de part et d'autre de la ligne des centres, les longueurs AD et AC sont égales ainsi que les longueurs  $pD$  et  $qC$ ; il en résulte que les deux triangles DAE et BAC sont égaux et que l'angle  $BAE = CAD = 120^\circ$ . Les deux articulations E et B des deux ailes sont donc écartées de  $120^\circ$  sur la circonférence qu'elles décrivent, ce qui est leur distance normale et la position des deux ailes que nous avons adoptée, est possible.

De même, du côté de la rentrée,  $Ay = Ax$ ; le triangle  $Amy = Aax$  et l'angle  $nAm = xAy = 120^\circ$ . Cette seconde position est donc encore possible.

*Surface à la sortie.* Représentons par :

S la surface comprise entre les deux arcs  $BqE$ , DMC et les deux ailes DE et BC.

$s$  la surface comprise entre l'arc  $BqE$  et le tambour  $Bn's'y'E$ .  
 $K$  le losange  $Ay'z'n'$ .

Dans la position des ailes indiquée, la surface utile, celle qui multipliée par la hauteur de l'appareil donne le volume expulsé en un tiers de tour, est égale à  $S + s$ , et l'on a :

$$\text{Surface DEABCMD} = S + s + K.$$

Mais en vertu de la symétrie, la surface  $DpE = BqC$  et la surface  $DpEqCMD$  est aussi égale à  $S$ .

Si les ailes, au lieu d'être inclinées comme elles le sont, étaient toujours placées suivant le rayon du tambour comme dans la machine de Bramah et Dickinson, représentée par la figure (53), et occupaient les positions  $Dp$  et  $qC$  distances de  $120^\circ$  et aboutissant également en D et en C, la surface  $S$  qu'elles comprendraient entr'elles serait évidemment un maximum et c'est sans doute cette considération qui a porté certains ingénieurs à penser qu'il en devait être de même pour les ailes inclinées, ce qui est une erreur; mais revenons à la question qui nous occupait.

Les deux triangles DAE et ABC étant égaux, la surface

$$DACMD = DEABCMD = S + s + K.$$

La surface utile est donc

$$S + s = \text{DACMD} - K.$$

Mais la surface DACMD est égale au secteur DOCMD plus 2 fois le triangle AOD,

$$\text{donc } S + s = \pi R^2 \frac{\text{ang. COD}}{360^\circ} + 2. \text{AOD} - K \quad (\text{A})$$

*Surface à la rentrée.* Représentons par :

$S'$  la surface  $N\alpha n h y N$  comprise entre la circonférence de rayon  $r$ , la circonférence de rayon  $R$  et les deux ailes,

$s$  et  $K$  la même surface et le même losange que ci-dessus ;

$i$  le petit segment dont la corde est  $m h$ ; de ce côté, l'aile coupe habituellement la circonférence de rayon  $r$ .

Dans le cas particulier dont il s'agit, la surface utile, celle qui multipliée par la hauteur de l'appareil, donne le volume réintroduit dans la mine, est égale à  $S' + s - i$  et l'on a :

$$\text{surface } N\alpha n O m y N = S' + s - i + A O m + A O n + K.$$

Mais en vertu de la symétrie,  $A y = A x$ , les deux triangles  $A y m$  et  $A n x$  sont égaux et il vient :

$$N\alpha n O m y N = N y O x N + O m y - O n x = S' + s - i + A O m + A O n + K,$$

$$\text{et } S' + s - i = N y O x N + O m y - O n x - A O m - A O n - K.$$

$$\text{Mais } A y m + A O m = A O y + O m y,$$

$$\text{d'où } O m y - A O m = A y m - A O y, \text{ et } A O n + O n x = A n x + A O x.$$

$$\text{On tire de là, } S' + s - i = N y O x N + A y m - A O y - A n x - A O x - K.$$

$$\text{Comme } A y m = A n x \text{ et } A O y = A O x, \text{ il reste}$$

$$S' + s - i = \pi R^2 \frac{\text{ang. } x O y}{360^\circ} - 2. A O y - K \quad (\text{B})$$

On peut encore observer, de ce côté, que les petites surfaces  $m'y h$  et  $n q' t$  sont égales, et que si les ailes, au lieu d'être inclinées occupaient les positions  $m'y$  et  $q'x$  aboutissant aux mêmes points de l'enveloppe, la surface  $S'$  comprise entre les ailes et les circonférences de rayons  $R$  et  $r$  serait la même dans les deux cas. Si les ailes étaient toujours placées dans le sens des rayons du tambour, et qu'elles fissent entr'elles un angle au centre, constant, il est évident qu'elles comprendraient entr'elles le minimum de surface lorsqu'elles seraient symétriquement placées de part et d'autre de la ligne des centres  $MN$ .



C'est cette observation sur le minimum de surface à la rentrée, combinée avec l'observation analogue sur le maximum de surface à la sortie, qui a fait penser à plusieurs ingénieurs comme nous l'avons fait observer ci-dessus, qu'il en était de même lorsque les ailes étaient inclinées et que l'on pouvait considérer ces positions comme correspondantes au maximum d'effet utile de l'appareil.

*Volume effectivement débité par tour.*

Ce volume sera évidemment égal à 3 fois le produit de la hauteur  $h$  de l'appareil par la différence des surfaces qui correspondent à la sortie et à la rentrée et qui sont fournies par les expressions (A et B). En le désignant par V, il vient

$$V = \left[ \frac{\pi R^2}{360^\circ} (\text{ang. COD} - \text{ang. } \alpha Oy) + 2(AOD + AOy) \right] 3 h. \quad (C)$$

*Application numérique.*

Le ventilateur que nous avons décrit et qui est représenté par les figures 62, 63, 64, a les dimensions suivantes :

Le rayon R de la fosse est de 3<sup>m</sup>,60 ;

Le rayon  $r$  de la circonférence que décrivent les axes des ailes, est de 2<sup>m</sup>,48 ;

La largeur des ailes L, est de 2<sup>m</sup>,45 ;

La hauteur  $h$  de ces ailes est de 5<sup>m</sup> ;

Et la distance AO du centre de la fosse au centre du tambour, est de 0<sup>m</sup>,84.

(Fig. 65.) Dans la position particulière de l'enveloppe que nous avons admise, l'angle DAO = 60° et l'on a, du côté de la sortie, dans le triangle AOD,

$$\sin 60^\circ : \sin ADO = 3^m6 : 0^m84 ; \text{ d'où angle } ADO = 11^\circ, 40'$$

$$\text{et } AOD = 108^\circ, 20'.$$

$$\text{On tire de là : angle DOM} = 71^\circ, 40' ; \text{ang. COD} = 143^\circ, 20' = 8600' ;$$

$$\text{et triangle AOD} = \frac{0^m,84 \cdot 3^m,60}{2} \sin 71^\circ, 40' = 1^m, 435.$$

Du côté de la rentrée,  $NAy = 60^\circ$  et  $yAO = 120^\circ$ .

Le triangle  $AOy$  donne alors :

$\sin AyO : \sin 120^\circ = 0^m84 : 3^m60$  ; d'où angle  $AyO = 11^\circ20'$   
et  $AOy = 48^\circ20'$ .

On tire de là : angle  $xOy = 96^\circ40' = 5800'$

et triangle  $AOy = \frac{0,84 \cdot 3,6}{2} \sin 48^\circ20' = 1^m2,129$ .

L'expression (C) devient alors :

$$V = 3.5 \left[ \frac{\pi R^3}{21600}, (8600' - 5800') + 2(1^m2,435 + 1^m2,129) \right] \\ = 155,88 \text{ mètres cubes.}$$

En examinant attentivement l'équation (C), on reconnaît :

1° Que toutes choses égales d'ailleurs, le volume  $V$  augmente proportionnellement à la hauteur de l'appareil.

2° Que ce volume augmente très rapidement avec le rayon  $R$  de l'enveloppe, sous les mêmes proportions relatives de toutes les parties des appareils.

3° Que  $R$  demeurant constant, ainsi que la distance des centres, le rayon  $r$  est presque sans influence sur le volume débité ; cette influence se réduit à la variation de surface du segment  $i$  qui est d'autant plus grand que  $r$  est plus grand lui-même. Comme cette surface représente une diminution du volume d'air qui rentre dans la mine, il faut que  $r$  soit le plus grand possible.

4° Que les surfaces des triangles  $AOD$  et  $AOy$  étant représentées par la moitié du produit de la distance des centres, par la hauteur de ces triangles, il en résulte que ces surfaces augmentent avec cette distance des centres et qu'il en est de même du volume d'air débité par l'appareil. Donc, toutes choses égales d'ailleurs, les centres de l'enveloppe et du tambour doivent être le plus écartés que possible.

5° Que la surface  $s$  est sans influence sur le débit de l'appareil, parce qu'elle se retrouve intégralement à la sortie et à la rentrée.

6° A l'inspection de la figure, on peut reconnaître encore que, pratiquement, l'épaisseur des ailes est aussi sans influence sur le débit des appareils, parce que si elle diminue le volume à la sortie, elle le diminue d'une égale quantité à la rentrée.

Il est possible de calculer, à l'aide des données qui précèdent, les angles EAO et  $\angle$ AN que les rayons  $r$  aboutissant aux axes des ailes DE et  $\alpha$ , font avec la ligne des centres MN chaque fois que le volume d'air qui doit être expulsé ou réintroduit, se trouve emprisonné entre le tambour, les ailes et l'enveloppe, dans le cas particulier que nous venons de supposer.

Dans le triangle DAO, nous avons trouvé l'angle DOA =  $108^{\circ},20'$  et on peut y déterminer le côté AD que l'on trouve de  $3^m,946$ . On connaît alors les trois côtés, dans le triangle ADE, et l'on en tire l'angle DAE =  $36^{\circ},34'$ .

L'angle EAO est alors égal à  $60^{\circ} - 36^{\circ},34' = 23^{\circ},26'$ .

Quant à l'angle  $\angle$ AN, on peut le trouver de la manière suivante :

Le triangle AO $\alpha$  dont on connaît les deux côtés AO et O $\alpha$  et l'angle en O qui est de  $60^{\circ}$ , donne A $\alpha$  =  $3^m,1053$ . Dans le triangle A $\alpha$  $\alpha$ , on connaît alors les trois côtés et l'on en tire l'angle  $\angle$ A $\alpha$  =  $50^{\circ},26'$  ; ce qui donne :

$$\text{angle } \angle \text{AN} = 60^{\circ} - 50^{\circ},26' = 9^{\circ},34'.$$

Pour réaliser ces conditions de fonctionnement et obtenir théoriquement le volume que nous avons calculé plus haut, il suffit de construire l'enveloppe de façon que ses deux parties DMC et  $\gamma$ N $\alpha$  correspondent à des angles au centre DOC et  $\gamma$ O $\alpha$  de  $143^{\circ},20'$  et de  $96^{\circ},20'$  et que ces angles soient partagés en deux parties égales par la ligne des centres.

Il paraît cependant que l'on a souvent reconnu que cette forme d'enveloppe n'était pas la meilleure possible, car dans plusieurs de ces ventilateurs qui fonctionnent aujourd'hui, on a fait l'angle DOM > COM et l'angle  $\alpha$ ON >  $\gamma$ ON, ce qui est favorable à l'effet utile de l'appareil par révolution, comme nous allons le voir.

(Fig. 66.) Plaçons d'abord deux ailes, DE et BC, dans la position que nous venons d'examiner, c'est-à-dire de façon que DM = MC, que D $\alpha$  = C $\alpha$ , que l'angle DAC soit égal à EAB =  $120^{\circ}$ , puis supposons que le tambour central faisant un petit mouvement en arrière, décrive l'angle au centre EAE' = BAB'. Les ailes, après ce mouvement rétrograde, auront pris les positions E'D'' et B'C'' ; l'une aura engendré la surface EDD''E', l'autre

la surface  $BCC''B'$  et il est clair que si la première de ces surfaces est plus grande que la seconde, c'est que, dans la deuxième position des ailes, la surface comprise entr'elles, l'enveloppe et le tambour est plus grande que dans leur première position; il vaudrait donc mieux, dans ce cas, faire embrasser par l'enveloppe l'arc  $D''MC''$  que l'arc  $DMC$ . Si les angles  $AED$  et  $ABC$ , qui sont égaux, restaient constants pendant le petit mouvement supposé, les deux ailes décriraient les surfaces égales  $EDD'E'$  et  $BCC'D'$ ; mais, pour passer de la position  $E'D'$  à la position effective  $E'D''$  après ce petit mouvement, l'aile  $ED$  serait encore obligée de décrire l'angle  $D'E'D''$  en agrandissant ainsi l'espace compris entre ces deux positions et les arcs auxquels elle aboutit, tandis que de l'autre côté, l'aile  $BC$  pour passer de la position  $B'C'$  à sa position effective  $B'C''$  devrait décrire l'angle  $C'B'C''$  en revenant sur ses pas et en diminuant l'espace qu'elle avait d'abord engendré. La surface  $EDD'E'$  est donc plus grande que la surface  $BCC''B'$  et il y aurait bénéfice à la sortie de l'air, à faire embrasser par l'enveloppe, l'arc  $D''C''$  plutôt que l'arc  $DC$ . Il est évident qu'il faut ramener ainsi l'enveloppe en arrière tant que les petites surfaces successives engendrées par l'aile  $DE$  seront plus grandes que les petites surfaces engendrées par l'aile  $BC$  dans les mouvements correspondants.

La même démonstration et les mêmes observations peuvent s'appliquer à la surface de rentrée, en plaçant deux ailes dans les positions  $GF$  et  $HI$  dans lesquelles l'angle  $GAI = FAH = 120^\circ$ ,  $GN = NI$  et  $Gx = Iy'$ , et en supposant un petit mouvement de recul dans le tambour central; on trouverait la surface  $GzF'G$  plus grande que la surface  $IyH'I'$ ; de sorte que la surface comprise entre les ailes et les arcs de rayons  $R$  et  $r$  aurait diminué dans le mouvement supposé et que l'on introduirait moins d'air dans la mine en faisant embrasser par l'enveloppe, l'arc  $G'NI'$  plutôt que l'arc  $GNI$ .

Pour faire produire à un semblable appareil, le maximum d'effet utile dans chaque révolution, il faut donc résoudre les deux problèmes suivants :

1° Du côté de la sortie, trouver la position de deux ailes, re-

lativement à la ligne des centres, pour que la surface comprise entr'elles, le tambour et l'enveloppe, soit un maximum ;

2° Du côté de la rentrée, trouver la position de ces deux ailes, relativement à la même ligne des centres, pour que la surface comprise entr'elles, l'enveloppe et le tambour, soit un minimum.

(Fig. 67.) La position de ces ailes, du côté de la sortie, peut être déterminée par les angles DOM et COM dont la somme représente l'angle au centre O que l'enveloppe doit embrasser et, du côté de la rentrée, par les angles  $\gamma$ ON et  $\alpha$ ON au même centre O, que l'autre partie de l'enveloppe doit également embrasser. On pourra prendre pour point de départ l'angle  $\alpha$  que le rayon du tambour, mené au point d'articulation d'une aile, doit faire avec la ligne des centres, à l'instant où le volume d'air qui doit être expulsé, se trouve emprisonné entre le tambour, l'enveloppe et deux ailes, et l'angle  $\alpha'$  que fera le même rayon à l'instant où le volume d'air qui doit être introduit dans la mine se trouve sans communication libre avec celle-ci et avec l'atmosphère extérieure ; ces angles indiqueront les positions effectives du tambour relativement à la ligne des centres, dans les instants où les extrémités de deux ailes se trouvent engagées à la fois dans le même conduit.

Comme nous l'avons déjà dit plus haut, nous avons, en vain, cherché une solution élémentaire et intelligible pour tout le monde, de ce double problème et nous ne pouvons proposer aux constructeurs de ces appareils que des procédés de tâtonnement qui, quoique peu susceptibles de conduire au résultat cherché, avec une exactitude mathématique, n'en sont pas moins propres à fournir une solution suffisamment exacte pour la pratique, et qui présentent l'avantage important de n'exiger qu'une sorte de travail mécanique qui peut être confié à un simple commis de bureau.

Le premier, qui a été quelquefois employé par M. Delnest, constructeur de machines à Mons, pour résoudre d'autres problèmes analogues à celui qui nous occupe, consiste à faire une ouverture circulaire dans une feuille de carton dur et à la fixer sur une table ; puis à placer dans ce vide circulaire une autre

pièce en carton représentant le périmètre du tambour central du ventilateur, en conservant à celle-ci la faculté de tourner autour de son centre de figure situé à une certaine distance du centre de l'ouverture circulaire ; on articule ensuite à deux des angles de cette pièce centrale, de petites tringles en bois qui représentent deux ailes et qui peuvent tourner avec le carton mobile en glissant sur le fond de la dépression qui existe dans les intervalles des deux cartons ; le tout doit être, sur une échelle réduite, la représentation exacte d'une section horizontale de l'ensemble du ventilateur.

L'appareil étant ainsi préparé, on remplit la dépression de petits plombs de chasse sphériques, dans l'intervalle des deux tringles et l'on détermine par tâtonnement, en faisant tourner le carton central, la position de ces tringles dans laquelle elles contiennent entr'elles et les cartons qui représentent le tambour central et l'enveloppe, le plus de ces petits plombs. Quand cette position de maximum de surface est déterminée, on relève avec un rapporteur les angles que les rayons menés du centre de l'enveloppe aux extrémités des deux tringles font avec la ligne des centres, et ces angles fournissent directement et relativement à cette ligne des centres, le développement et la position de l'enveloppe du côté affecté à la sortie de l'air.

En amenant les deux tringles articulées au tambour, du côté affecté à la rentrée de l'air, on cherche par le même procédé, la position de ces tringles dans laquelle la quantité de grenaille contenue entr'elles, l'enveloppe et le tambour, est un minimum, et la seconde partie de l'enveloppe se trouve ainsi déterminée en développement et en position relativement à la ligne des centres.

La seconde méthode exige l'emploi d'un instrument de précision dont l'usage se répand beaucoup depuis quelques années. Il se nomme *planimètre* et il est conçu de façon qu'en fixant l'une des deux pointes dont il est muni, sur une planche et en promenant l'autre pointe sur le périmètre d'une figure plane tracée sur cette planche, il indique immédiatement la surface de celle-ci en millimètres carrés ou en fonction d'une autre unité de mesure.

Il suffit donc de faire avec soin une épure du ventilateur, représentant sa coupe horizontale sur la plus grande échelle compatible avec la grandeur de l'instrument, de tracer sur cette épure les positions successives des ailes après des mouvements angulaires de quelques degrés, en rétrogradant sur la position de ces ailes lorsque leurs extrémités sont à égales distances de la ligne des centres, puis de mesurer, dans chacune de ces positions successives, la surface comprise entre elles, le tambour et l'enveloppe. On adopte, pour la construction de l'enveloppe, la position des ailes qui a fourni le maximum de surface du côté de la sortie de l'air et la position qui a donné le minimum de surface du côté de la rentrée.

Quand on a fait quelques unes de ces opérations, on connaît d'avance, assez exactement, la région dans laquelle ces tâtonnements doivent être faits et l'on arrive assez rapidement au résultat.

La troisième méthode consiste à déterminer par la résolution trigonométrique d'une série de triangles, la surface comprise entre les ailes, le tambour et l'enveloppe, dans une série de positions successives de ces ailes, correspondantes à des mouvements angulaires successifs de quelques degrés ; ces mouvements sont supposés imprimés au tambour central en rétrogradant sur les positions dans lesquelles les extrémités des ailes se trouvent à égales distances de la ligne des centres. Les positions et le développement de chacune des deux parties de l'enveloppe, sont assignés par les positions de deux ailes qui ont fourni le maximum de surface du côté de la sortie de l'air et le minimum du côté de la rentrée.

Comme nous ne pouvons donner ici un exemple de ces tâtonnements par les deux premières méthodes; nous nous contenterons d'exposer la marche à suivre pour déterminer, par la voie trigonométrique, les positions des deux parties de l'enveloppe qui correspondent au maximum d'effet utile du ventilateur de la Compagnie de l'Ouest de Mons, dont nous avons donné ci-dessus la disposition complète ; ce tâtonnement pourra servir de règle générale puisqu'ils se font tous par le même procédé ; mais il faut, auparavant, former les équations qui donnent le volume

extrait de la mine pour des positions quelconques de ces deux parties de l'enveloppe.

*Côté de la sortie de l'air.*

(Fig. 67.) Plaçons les deux ailes DE et BC dans une position quelconque de part et d'autre de la ligne des centres et en arrière de la position dans laquelle  $DM = CM$ , et représentons par  $S, s, K, r, R, d$  les mêmes quantités que dans la première application que nous avons faite ci-dessus.

Il vient :  $S = MDEgBCM$

$s = EgBeqpE$

$K = Apqr$

$$\text{Surface CBADMC} = \pi R^2 \frac{\text{ang. COD}}{360^\circ} + AOD + AOC + ACB.$$

Même surface CBADMC =  $S + s + K + ADE$ .

La surface proportionnelle au volume d'air extrait est  $S + s$ .

On tire de ces deux équations :

$$S + s = \frac{\pi R^2}{360^\circ} \text{ang. COD} + AOD + AOC + ABC - ADE - K, (D)$$

Et le volume d'air emporté de ce côté, par révolution, aura pour valeur  $V$ ,

$$V = 3\lambda \left[ \frac{\pi R^2}{360^\circ} \text{ang. COD} + AOD + AOC + ABC - ADE - K \right].$$

*Côté de la rentrée de l'air.*

(Même figure.) Représentons par :

$S'$ , la surface  $xomyNx$

$s$ , la même surface que ci-dessus

$i$ , le segment dont la corde est  $mk$ .

$$\text{Il vient : Surface } xomyNx = \frac{\pi R^2}{360^\circ} \text{ang. } xOy + Omy;$$

même surface  $xomyNx = S' + s - i + AOm + AOx + Omx + K$ .

La surface proportionnelle au volume d'air introduit dans la mine, est  $S' + s - i$ .

On tire de ces deux équations :



$$S' + s - i = \frac{\pi R^2}{360^\circ} \text{ang } xOy + Omy - AOm - AOn - Onx - K; (E)$$

et le volume d'air introduit dans la chambre d'air, de ce côté, par révolution, aura pour valeur  $V'$ ,

$$V' = 3h \left[ \frac{\pi R^2}{360^\circ} \text{ang } xOy + Omy - AOm - AOn - Onx - K \right].$$

Le volume d'air  $V$ , qui serait effectivement tiré de la mine, par révolution, si les deux parties de l'enveloppe embrassaient les arcs  $CMD$  et  $xNy$ , se composerait évidemment de la différence de ces volumes  $V$  et  $V'$ , et il viendrait :

$$F) V_1 = 3h \left[ \frac{\pi R^2}{360^\circ} (COD - xOy) + AOD + AOC + ABC - ADE - Omy + AOm + AOn + Onx \right].$$

Pour trouver les deux positions des parties  $CMD$  et  $xNy$  de l'enveloppe qui correspondent au plus grand volume  $V_1$  définitivement débité par l'appareil, il suffit évidemment de déterminer la position de l'arc  $CMD$  pour laquelle la valeur  $S + s$  dans l'expression (D) est un maximum, et la position de l'arc  $xNy$  pour laquelle la valeur  $S' + s - i$  dans l'expression (E) est un minimum ; ces deux recherches étant l'une indépendante de l'autre.

On peut négliger dans ces tâtonnements, le terme constant  $K$  qui disparaît dans l'expression de  $V_1$  et qui, correspondant à la même surface tant pour la rentrée que pour la sortie, est évidemment sans influence sur le volume d'air effectivement débité.

Le ventilateur de la compagnie de l'Ouest, pour lequel nous avons calculé, plus haut, le volume engendré par révolution, quand les extrémités des ailes sont à égales distances de la ligne des centres, tant à la rentrée qu'à la sortie, et lorsque les deux parties de l'enveloppe correspondent aux arcs compris entre ces extrémités, nous servira encore d'exemple pour le tâtonnement qui reste à faire, de sorte que nous pourrions comparer le volume d'air qu'il débiterait dans les conditions d'enveloppes

correspondantes au maximum d'effet utile, au volume qu'il débiterait dans le cas particulier que nous avons d'abord adopté.

Nous rappellerons ses dimensions principales :

$$R = 3^m,60; r = 2^m,48; L = 2^m,45; h = 5^m,00; d = 0^m,84.$$

*Surface S + s à la sortie.*

Dans la première application que nous avons donnée, nous avons trouvé que l'angle OAE que fait le rayon du tambour, mené à l'axe de l'aile DE, avec la ligne des centres, était de  $23^{\circ},26'$  et nous avons vu ensuite que la position des ailes correspondante au maximum de volume à la sortie devait être cherchée à l'arrière de cette position du rayon  $r$ .

Supposons que cet angle  $\alpha$  devienne de  $40^{\circ}$  (fig. 67).

Dans le triangle AOE, on connaît  $\alpha = 40^{\circ}$ ,  $AO = 0^m,84$  et  $AE = 2^m,48$ .

En résolvant ce triangle, on trouve  $AOE = 123^{\circ},23'$  et  $OE = 1^m,909$ .

Dans le triangle EOD, on connaît  $OD = 3^m,60$ ,  $DE = 2^m,45$  et  $OE = 1^m,909$ .

En résolvant ce triangle, on trouve  $DOE = 39^{\circ},24'$ .

On tire de ces premiers résultats,

$$\begin{aligned} AOD &= 123^{\circ},23' - 39^{\circ},24' = 83^{\circ},59' \dots \text{soit } 84^{\circ}, \\ &\text{et l'angle } DOM = 180^{\circ} - 84^{\circ} = 96^{\circ}; \end{aligned}$$

puis, surface du triangle

$$AOD = \frac{AO \cdot OD}{2} \sin 84^{\circ} = \frac{0^m,84 \cdot 3,60}{2} 0,9945 = 1^m,5037.$$

On trouve dans ce même triangle,

$$DAO = 82^{\circ},42', DAE = 82^{\circ},42' - 40^{\circ} = 42^{\circ},42' \text{ et } AD = 3^m,906.$$

Dans le triangle ADE, on connaît alors  $AD = 3^m,906$ ,  $AE = 2^m,48$  et  $DAE = 42^{\circ},42'$ ;

$$\text{on en tire, surface ADE} = \frac{3,906 \cdot 2,48}{2} \sin 42^{\circ},42' = 3^m,035.$$

De l'autre côté de la ligne des centres, on trouve :

$$\text{angle OAB} = 120^{\circ} - 40^{\circ} = 80^{\circ};$$

de sorte que dans le triangle AOB, on connaît cet angle et

AO = 0<sup>m</sup>,84, puis AB = 2<sup>m</sup>,48. En résolvant ce triangle, il vient :

$$OB = 2^m,476 \text{ et l'angle } AOB = 80^{\circ},29'.$$

Dans le triangle OBC, on connaît alors les trois côtés et l'on en tire les valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} \text{angle } BOC &= 42^{\circ},42'; \text{ angle } AOC = 80^{\circ},29' + 42^{\circ},42' = 123^{\circ},11', \\ \text{et } COM &= 180^{\circ} - 123^{\circ},11' = 56^{\circ},49'. \end{aligned}$$

L'angle COD est donc égal à  $96^{\circ} + 56^{\circ},49' = 152^{\circ},49' = 9169'$ .

Le triangle AOC dont on connaît alors AO = 0<sup>m</sup>,84, OC = 3<sup>m</sup>,60, et l'angle AOC = 123°,11' fournit :

$$\text{Surface } AOC = \frac{0,84 \cdot 3,6}{2} \sin 123^{\circ},11' = 1^m,2654,$$

angle OAC = 47°,02' et côté AC = 4<sup>m</sup>,116.

L'angle BAC est donc égal à  $80^{\circ} - 47^{\circ},02' = 32^{\circ},58'$  et la surface

$$ABC = \frac{2,48 \cdot 4,116}{2} \sin 32^{\circ},58' = 2^m,777.$$

Tout est donc connu, maintenant, dans le second membre de l'expression (D) qui sert à calculer la surface  $S + s$  proportionnelle au volume tiré de la mine par chaque aile et par révolution, et si on substitue, dans cette expression, leurs valeurs que nous venons de déterminer, à l'angle COD et aux surfaces AOD, AOC, ABC, AED, il vient :

$$\begin{aligned} S + s &= \frac{\pi(3,6)^2}{21600} 9169' + 1^m,5037 + 1^m,2654 + 2^m,777 - 3^m,035 \\ &\quad - K = 19^m,769 - K. \end{aligned}$$

Mais, comme nous l'avons fait remarquer précédemment, on peut ne tenir aucun compte du terme K qui se retrouvera avec le même signe dans l'expression de la surface proportionnelle au volume réintégré dans la mine.

Nous avons fait, par la méthode que nous venons d'indiquer, plusieurs calculs successifs de la surface  $S + s$ , en supposant à  $\alpha$  des valeurs de plus en plus grandes, jusqu'à ce que nous arrivions à la plus grande valeur de cette surface, en continuant ces calculs jusqu'à ce que celle-ci commence à diminuer, et nous avons

réuni dans un même tableau les résultats de ces calculs. Avant de commencer ce tâtonnement et pour le réduire dans la mesure du possible, nous avons préalablement déterminé la position des ailes correspondante au maximum de surface, à l'aide du planimètre et par la méthode que nous avons indiquée.

Les résultats obtenus sont consignés dans le tableau M.

C'est donc lorsque le rayon AE fait, avec la ligne des centres, un angle de  $52^{\circ},30'$ , au moins très approximativement, à l'instant où les extrémités des deux ailes se trouvent coïncider avec les extrémités de ce côté de l'enveloppe, que ces ailes emportent le plus grand volume d'air dans leur passage du côté affecté à la sortie de cet air, et il suffit, pour réaliser cette condition, de donner à l'enveloppe, du côté de la ligne des centres, d'où viennent les ailes, un développement DM correspondant à un angle de  $112^{\circ}$  au centre de cette enveloppe et, de l'autre côté de la ligne des centres, un développement CM correspondant à un angle de  $45^{\circ},05'$ .

Comme la surface  $S + s$  ne varie guère pour des mouvements de tambour de  $1^{\circ}$  à  $2^{\circ}$  de part et d'autre de la position qui correspond au maximum d'effet utile, il est inutile, dans les applications, de multiplier les tâtonnements aux environs de l'angle  $a = 52^{\circ},30'$ .

*Surface  $S' + s - i$  à la rentrée.*

(Fig. 67.) Nous avons vu qu'à l'instant où les extrémités de deux ailes se trouvent, de ce côté, à égale distance de la ligne des centres, le rayon An de la circonférence que décrit l'articulation de la seconde aile, fait un angle  $a'$  de  $9^{\circ},34'$  avec cette ligne des centres, et nous avons constaté, de plus, que la position des ailes correspondante au minimum de volume d'air réintégré dans la mine devait se trouver en rétrogradant sur cette position caractéristique.

Essayons  $a' = 25^{\circ}$ .

On aura, dans ce cas,  $mAN = 120^{\circ} - 25^{\circ} = 95^{\circ}$ , et dans le

M

DE $\alpha$ .	ANGLE D O M.	ANGLE C O M.	ANGLE C O D.	TRIANGLE A O D.	TRIANGLE A O C.	TRIANGLE A B C.	TRIANGLE A D E.	SURFACE S + s.
$\alpha = 25^{\circ}, 20'$ , c'est la valeur de $\alpha$ lorsque DM = MC.	71° 40'	71° 40'	143° 20'	m <sup>2</sup> 1,435	m <sup>2</sup> 1,435	m <sup>2</sup> 2,9015	m <sup>2</sup> 2,9015	m <sup>2</sup> 19,038
$\alpha = 40^{\circ}$	96° 00'	58° 49'	152° 49'	1,5037	1,2654	2,777	3,035	19,769
$\alpha = 50^{\circ}$	108° 08'	47° 22'	158° 30'	1,426	1,113	2,694	3,056	19,830
$\alpha = 52^{\circ}, 30'$	112° 00'	45° 03'	157° 05'	1,404	1,089	2,682	3,043	19,831
$\alpha = 55^{\circ}$	115° 14'	42° 26'	157° 40'	1,3638	1,0256	2,641	3,030	19,763

triangle  $nAO$ , on connaît  $AO = 0^m,84$ ,  $An = 2^m,48$  et l'angle  $OA n = 180^\circ - 25^\circ = 155^\circ$ . En résolvant ce triangle, on trouve :

$$\text{angle } AOn = 18^\circ,45', On = 3^m,261 \text{ et}$$

$$\text{surface } AOn = \frac{0,84.2,48}{2} \sin 155^\circ = 0^m,4402.$$

On connaît alors les trois côtés dans le triangle  $Onx$  et on en tire

$$\text{angle } nOx = 41^\circ,28';$$

$$\text{d'où angle } NOx = 18^\circ,45' + 41^\circ,28' = 60^\circ,13',$$

$$\text{et surface } nOx = \frac{3^m,261.3^m,60}{2} \sin 41^\circ,28' = 3^m,8858.$$

De l'autre côté de la ligne des centres, l'angle  $mAN$  étant de  $95^\circ$ , l'angle  $mAO$  doit être de  $85^\circ$  et en résolvant le triangle  $mAO$  dont on connaît un angle et deux côtés, on trouve :

$$mO = 2^m,548, \text{ angle } mON = 75^\circ,50'$$

$$\text{et surface } mAO = \frac{0,84.2,48}{2} \sin 85^\circ = 1^m,0376.$$

Les trois côtés du triangle  $Omy$  sont alors connus et l'on en tire :

$$\text{angle } mOy = 42^\circ,48',$$

$$\text{et surface } mOy = \frac{3^m,80.2^m,548}{2} \sin 42^\circ,48' = 3^m,116.$$

$$\text{L'angle } yON \text{ est alors égal à } 75^\circ,50' - 42^\circ,48' = 33^\circ,02',$$

$$\text{et l'angle } xOy = 60^\circ,13' + 33^\circ,02' = 93^\circ,15' = 5595'.$$

En substituant ces valeurs de l'angle  $xOy$  et des surfaces  $Omy$ ,  $AOm$ ,  $AOn$ ,  $Onx$  à leurs expressions générales, dans l'équation (E), il vient :

$$S' + s - i = \frac{\pi(3,6)^2}{21600} 5595' + 3^m,116 - 1^m,0376 - 0^m,4402 - 3^m,3858 - K = 8,271 - K.$$

On peut négliger  $K$ , comme dans l'expression relative à la sortie.

Nous avons encore fait, par cette méthode, plusieurs calculs successifs de la surface  $S' + s - i$  proportionnelle à la rentrée d'air dans la mine et nous avons inséré dans le tableau (N) tous les résultats obtenus.

N.

VALEURS DE $\alpha'$ .	ANGLE $\alpha$ O N.	ANGLE $y$ O N.	ANGLE $\alpha$ O $y$ .	TRIANGLE O m y.	TRIANGLE A O m.	TRIANGLE A O n.	TRIANGLE. O n x.	SURFACE $S' + s - i$ .
$\alpha' = 9^{\circ}, 34'$ . c'est la valeur de $\alpha'$ lorsque $\alpha N = Ny$ .								
22° 30'	48° 20'	48° 20'	96° 40'	m <sup>2</sup> 2,814	m <sup>3</sup> 0,9764	m <sup>3</sup> 0,1729	m <sup>3</sup> 3,942	m <sup>3</sup> 8,646
22° 30'	58° 19'	33° 21'	93° 40'	3,073	1,0336	0,3989	3,8911	8,314
23°	60° 15'	33° 02'	93° 15'	3,116	1,0376	0,4402	3,8858	8,271
27° 30'	62,07'	30° 46'	92° 53'	3,142	1,0405	0,4812	3,8676	8,229
30°	64° 11'	28° 24'	92° 35'	3,208	1,0416	0,5021	3,8608	8,245

C'est donc lorsque le rayon  $An$  fait avec la ligne des centres, un angle  $\alpha'$  de  $27^{\circ},30'$ , au moins trèsapproximativement, à l'instant où les extrémités de deux ailes affleurent les extrémités de ce côté de l'enveloppe, que ces ailes réintègrent dans la mine le plus petit volume d'air possible dans chaque révolution. Il suffit pour réaliser cette condition, de donner à l'enveloppe, entre la ligne des centres et le conduit qui amène l'air de la mine, un développement  $Ny$  de  $30^{\circ},46'$  au centre de cette enveloppe et, à l'autre partie  $xN$ , un développement de  $62^{\circ},07'$ .

Dans la figure (61) qui représente sur une petite échelle, le ventilateur dont nous venons de nous occuper, nous avons tracé les positions des deux parties de l'enveloppe, relativement à la ligne des centres, pour réaliser les conditions de maximum d'effet utile de cet appareil, par révolution.

L'expression (F) démontrée plus haut, peut maintenant donner le volume d'air que débiterait théoriquement le ventilateur dans ces conditions de maximum d'effet utile.

Il suffit d'appliquer dans cette expression, les valeurs des triangles qui correspondent à l'angle  $\alpha$  de  $52^{\circ},30'$  pour la sortie, les valeurs des triangles qui correspondent à l'angle  $\alpha'$  de  $27^{\circ},30'$  pour la rentrée et les valeurs des angles COD et  $xOy$  correspondantes à ces angles  $\alpha$  et  $\alpha'$ .

On trouve ainsi :

$$V_1 = 3.5^m \left[ \frac{\pi(3,6)^2}{21600} (9425' - 5573') + 1,404 + 1,069 + 2,682 - 3,043 - 3,142 + 1,0405 + 0,4812 + 3,8676 \right] = 174^m,030.$$

Pour le cas où la ligne des centres partagerait les deux côtés de l'enveloppe, chacun en deux parties égales, nous n'avons trouvé, pour volume débité par révolution, que 155,88 mètres cubes.

Il y aurait donc un bénéfice de  $174,03 - 155,88 = 18,15$  mètres cubes par révolution, à adopter la disposition d'enveloppe tracée sur la figure (61).

*Influence de la largeur des ailes.* — Le ventilateur dont nous venons de déterminer les meilleures conditions de fonctionne-



ment, ne porte que le plus petit nombre d'ailes possible, c'est à-dire trois ; si l'on descendait jusqu'à deux, il est clair que les conduits compris entre le tambour et les deux parties de l'enveloppe ne seraient plus toujours simultanément fermés par les ailes, même lorsqu'il n'en passerait qu'une au même instant devant les ouvertures d'entrée ou de sortie, et dans ce cas, l'air extérieur rentrerait librement dans la mine ; il faut donc au moins trois ailes et c'est à ce chiffre que l'on s'en est tenu depuis quelque temps. Dans la pratique actuelle, la largeur de chacune de ces trois ailes a été prise approximativement égale au côté du tambour hexagonal qui les porte, mais on peut se proposer de rechercher s'il n'y aurait pas bénéfice, toutes choses égales d'ailleurs, à les faire plus larges ; car si, comme nous l'avons vu, on tire plus d'air de la mine, par révolution, en les inclinant sur le rayon du tambour qu'en les maintenant toujours suivant ce rayon, il paraît assez plausible de penser que le bénéfice de la première position augmentera avec l'inclinaison, c'est-à-dire avec la largeur de l'aile et c'est ce qui aurait lieu en effet. Nous avons placé, dans la figure (61), le tambour relativement aux deux parties de l'enveloppe, dans la position de maximum d'effet utile, de sorte que si nous pouvons prouver qu'il débiterait plus d'air avec des ailes plus larges que celles que nous avons adoptées, qu'il n'en débite au maximum avec ces dernières, le principe sera démontré.

Dans la position du tambour, relativement à la ligne des centres, adoptée dans la figure (61), l'angle EAM est plus petit que l'angle MAB ; donc l'arc  $EI < IB$  et le point E est plus écarté de la circonférence de l'enveloppe que le point B. Si au lieu des ailes DE et BC, on employait des ailes plus larges, elles occuperaient, dans cette position du tambour, les positions ED'' et BC'', l'enveloppe devrait correspondre à l'arc D''QC'' au lieu de correspondre à l'arc DQC, l'espace compris entre les deux ailes serait agrandi, d'un côté, de la surface DED'' et, de l'autre côté, serait diminué de la surface CBC'', de sorte que si la première de ces surfaces est plus grande que la seconde, le ventilateur, sous cette nouvelle forme, emportera plus d'air par

révolution, que sous la première, même lorsqu'on a atteint le maximum de débit sous celle-ci.

Les deux surfaces  $DED''$  et  $CBC''$  sont formées de petits arcs de cercle, de  $DE = BC$  et de  $ED'' = BC''$  et ne diffèrent entr'elles que parce que le point  $B$  est plus rapproché que le point  $E$  de la circonférence dont ces petits arcs font partie.

(Fig. 68.) Supposons maintenant qu'un angle  $mAC$  dont les côtés se terminent à une circonférence, ait son sommet à une distance  $Ay'$  de cette circonférence ; il comprendra entre ses côtés et l'arc qu'ils embrassent, un triangle  $AmC$ , plus le petit segment dont  $mC$  est la corde. Si l'on fait tourner le côté  $Am$  autour du point  $m$ , le sommet  $A$  décrira un arc  $AB$  en se rapprochant de la circonférence et si l'on maintient sur cette circonférence l'extrémité  $C$  de l'autre côté, pendant ce mouvement, la ligne  $AC$  dont le point  $A$  s'éloigne du point  $C$ , prendra la position  $BD$ , et l'angle  $mBD$  compris entre les deux mêmes côtés que l'angle  $mAC$  comprendra entre ses côtés et l'arc  $mD$ , la surface du triangle  $mBD$  plus le segment dont  $mD$  est la corde.

Or deux côtés du triangle  $mAC$  sont égaux à deux côtés du triangle  $mBD$  et le côté  $mD$  est plus petit que  $mC$ , donc l'angle  $A$  est plus grand que l'angle  $B$  et la surface  $AmC$  sera plus grande que la surface  $mBD$ , au moins tant que l'angle  $A$  n'aura pas dépassé  $90^\circ$ , ce qui est impossible dans le cas qui nous occupe.

En ajoutant les petits segments aux surfaces triangulaires, la surface comprise entre  $mA, AC$  et l'arc  $mC$  sera, à plus forte raison, plus grande que la surface comprise entre  $mB, BD$  et l'arc  $mD$ .

Donc lorsque le sommet d'un angle dont deux côtés ont une longueur invariable et aboutissent constamment à une même circonférence, s'éloigne de cette circonférence dans les conditions que nous avons posées, la surface comprise entre les côtés de cet angle et la circonférence, augmente continuellement.

(Fig. 61.) On voit d'après cela que la surface  $DED''$  est plus grande que la surface  $CBC''$ , puisque le point  $E$  est plus éloigné

de la circonférence que le point B, et qu'il y aurait bénéfice à adopter des ailes plus larges.

On arriverait au maximum de largeur des ailes en transformant le tambour hexagonal en tambour triangulaire ; la largeur des ailes pourrait alors devenir égale au côté de ce triangle et même le dépasser un peu, si la circonférence décrite par les articulations de ces ailes ne se rapprochait pas trop de la circonférence du tambour, du côté N de la ligne des centres.

Du côté de la rentrée de l'air, le point G' est plus écarté de la circonférence de l'enveloppe que le point B' et une aile plus longue que G'H' formerait avec cette aile G'H' et avec le petit arc que ces ailes comprendraient entr'elles, une surface plus grande que celle qui résulterait de l'assemblage triangulaire formé par l'aile B'C', la nouvelle aile plus grande et l'arc qu'elles comprendraient entre leurs extrémités. La surface comprise entre deux ailes agrandies serait donc plus petite que la surface comprise entre les ailes G'H' et B'C' et il y aurait diminution de rentrée d'air de ce côté. Dans ce cas, la partie H'C' de l'enveloppe devrait revenir un peu en arrière de façon à se terminer aux deux extrémités des ailes agrandies.

Le volume d'air effectivement tiré de la mine par révolution, croîtrait donc avec la largeur des ailes, toutes choses égales d'ailleurs, puisque dans les positions relatives du tambour et de l'enveloppe qui correspondent au maximum d'effet utile avec de certaines ailes, on trouve une augmentation du volume extrait par révolution, pour toute augmentation de largeur de ces ailes.

Dans la pratique, on a trouvé de graves inconvénients à donner trop de largeur aux ailes ; elles deviennent trop lourdes, trop difficiles à maintenir verticales, et les oscillations de l'axe du tambour et de l'axe des bagues de bielles, sous les forces centrifuges inégales qui sollicitent transversalement ces axes, en sont encore aggravées.

*Oscillations transversales des bielles.*

Lorsque l'appareil est en marche, les bielles qui maintiennent les extrémités des ailes à la même distance de l'axe de l'enveloppe et qui font varier leurs distances à l'axe du tambour, font des oscillations transversales pour lesquelles on est obligé de ménager des rainures horizontales dans trois des six panneaux de ce tambour.

Ces rainures situées, chacune, à la hauteur de la bielle qui doit la traverser, doivent avoir une largeur suffisante pour permettre à cette bielle de s'y mouvoir sans obstacle.

Le moyen le plus simple de déterminer la largeur horizontale de ces rainures et la position qu'elles doivent occuper dans la largeur du panneau, consiste à tracer sur une assez grande échelle l'épure des positions relatives d'une aile et d'une bielle. à l'instant où l'extrémité de l'aile coïncide avec une extrémité de la ligne des centres, et à l'instant où elle coïncide avec l'autre extrémité de cette ligne, c'est-à-dire dans les positions de maximum et de minimum d'ouverture de cette aile, et à relever sur cette épure la partie de la largeur du panneau comprise entre ces positions extrêmes de la bielle. La question peut aussi être résolue géométriquement :

(Fig. 68.) Soient : BC la position d'une aile à l'instant du maximum d'ouverture.

BD sa position à l'instant du minimum d'ouverture.

O le centre de l'enveloppe de rayon R.

A le centre du tambour de rayon  $r$  jusqu'à l'articulation des ailes.

$ap$  un côté du tambour hexagonal.

Bp la saillie de l'articulation des ailes sur les arêtes du tambour.

$d$  la distance AO des centres.

Lorsque l'aile est dans la position de maximum d'ouverture, la bielle occupe la position  $OC = R$  sur la ligne des centres; lorsqu'elle est dans la position de minimum d'ouverture à l'autre extrémité de la ligne des centres, la bielle occupe la

position  $Oy' = R$ . Dans la position OC, elle traverse le panneau en  $y$ ; dans la position  $Oy'$ , elle traverse le même panneau au même point  $x$  que si l'aile occupant d'abord la position BC passait dans la position BD du minimum d'ouverture et que la bielle OC prit la position  $DO'$ ,  $AO'$  étant égal à  $AO$ . Si la bielle était réduite à un axe mathématique,  $xy$  représenterait la largeur et la position de la rainure à ménager dans le panneau  $zp$ . Pratiquement, il faudra ajouter de part et d'autre de  $xy$  la moitié de la dimension horizontale de la bielle.

Voici une marche que l'on peut suivre, pour déterminer  $xy$  :

Dans le triangle ABC, on connaît  $BC = L$ ,  $AB = r$  et  $AC = R + d$ ; on pourra tirer de là les angles ABC et BAC.

On connaît alors, dans le triangle  $Apy$ , l'angle BAC, l'angle  $ypA = 60^\circ$  puisque le tambour a la forme d'un hexagone régulier, et le côté  $Ap = r - Bp$ ; la résolution de ce triangle fournira le côté  $yp$ , le côté  $Ay$  et l'angle  $Ayp$ .

Dans le triangle ABD, on connaît  $AB = r$ ,  $BD = L$  et  $AD = r + Dq$ ,  $Dq$  est le minimum de distance des circonférences de rayon  $R$  et  $r$ . On tirera de la résolution de ce triangle, l'angle DAB, puis l'angle ABD et l'angle  $CBD = ABC - ABD$ . Ce dernier angle représente le mouvement angulaire de l'aile autour de son axe de rotation particulier.

Le triangle DBC se trouvera alors entièrement déterminé et fournira la valeur du côté DC.

Dans le triangle DCO', les quantités connues seront DC,  $DO' = R$  et  $O'C = R + d$  et elles fourniront l'angle  $DO'C$ .

Enfin, dans le triangle  $xyO'$ , on connaîtra  $O'y = Ay + d$ , l'angle  $xO'y$  et l'angle  $xyO' = 2 \text{ droits} - Ayp$ , et l'on en tirera le côté  $xy$  qui sera la solution de la question proposée.

Dans les applications, on peut résoudre le même problème plus rapidement et plus simplement, à l'aide d'une épure sur une échelle assez grande; il suffit de dessiner les positions d'une aile et d'une bielle dans les deux instants où la première présente son maximum et son minimum d'ouverture et de déterminer les points où le tambour central est traversé par la bielle, dans ces deux positions.

*Ventilateur Lemielle à six ailes.*

Le nombre des ailes que l'on peut faire porter au tambour central est évidemment presque illimité, mais à cause de la complication qu'entraîne un trop grand nombre d'ailes et de la nécessité de trouver place pour les bagues de bielles sur l'arbre central, on ne s'est pas arrêté à l'idée d'en employer plus de six dont chacune peut couvrir un côté du tambour hexagonal. Dans toutes les applications actuelles de cet appareil, à la ventilation des mines, on a réduit ce nombre d'ailes à sa valeur minima qui est de trois, afin de ramener à son maximum de simplicité, cette ingénieuse machine qui n'est déjà, sous cette forme, que trop compliquée. Cependant il peut être intéressant de rechercher s'il y aurait quelque avantage à multiplier les ailes au point de vue du degré de ventilation que l'on obtiendrait de cet appareil sous un nombre de tours déterminé et toutes choses égales d'ailleurs ; c'est pour cela que nous terminerons l'examen théorique de ce ventilateur par la démonstration du bénéfice théorique qui résulte de la multiplication des ailes.

(Fig. 69.) Supposons qu'un tel ventilateur ayant exactement les mêmes dimensions  $L$ ,  $R$ ,  $r$ ,  $d$  que le ventilateur à trois ailes que nous avons examiné, porte six ailes au lieu de trois et plaçons les deux parties de l'enveloppe de façon qu'elles soient partagées en deux parties égales, par la ligne des centres, et qu'elles aient un développement tel que deux ailes consécutives puissent affleurer par leurs extrémités, les extrémités de ces surfaces enveloppantes.

Ce n'est pas là une condition de maximum d'effet utile et il y aurait bénéfice à reculer les deux parties de l'enveloppe sur le sens du mouvement, mais cette hypothèse nous suffira pour prouver l'avantage de la multiplication des ailes.

Soient  $S$  la surface comprise entre les deux ailes et les circonférences de rayons  $R$  et  $r$ , du côté de la sortie.

$s$  la surface  $EpzB$  comprise entre le tambour et la circonférence de rayon  $r$ .

$K$  la surface triangulaire  $Apz$ .

S' la surface comprise entre les deux ailes et les conférences de rayon R et r, du côté de la rentrée.

i le petit segment dont la corde est m*h*.

La surface ADMCBA peut se décomposer de deux manières et l'on a : ADMCBA = S + s + K + ADE =

$$\pi R^2 \frac{\text{angle COD}}{360^\circ} + AOC + AOD + ABC.$$

La surface correspondante au volume d'air emporté est S + s.

Dans les positions spéciales que nous avons assignées aux ailes et aux parties de l'enveloppe, ADE = ABC et AOD = AOC : on tire alors de l'équation précédente :

$$S + s = \pi R^2 \frac{\text{ang. COD}}{360^\circ} + 2. AOD - K.$$

Du côté de la rentrée de l'air, la surface ymOxNy peut aussi se décomposer de deux façons et il vient :

$$\begin{aligned} ymOxNy &= S' + s - i + K + AOm + AOx + Axn \\ &= \pi R^2 \frac{\text{ang. } xOy}{360^\circ} + Omy. \end{aligned}$$

La surface correspondante au volume d'air réintroduit dans la mine, est S' + s - i;

Dans le cas spécial adopté, on a en outre :

$$\begin{aligned} Amy &= Axn; AOy = AOx; AOy + mOy = Amy + AOm \\ &= Axn + AOm. \end{aligned}$$

On tire de ces équations

$$S' + s - i = \pi R^2 \frac{\text{ang. } xOy}{360^\circ} - 2. AOy - K.$$

La surface correspondante au débit effectif de l'appareil sera donc :

$$\begin{aligned} &(S + s) - (S' + s - i) = \\ &\frac{\pi R^2}{360^\circ} (\text{ang. COD} - \text{ang. } xOy) + 2. AOD + 2. AOy. \end{aligned}$$

En désignant toujours par *h* la hauteur de l'appareil et en observant qu'il porte six ailes, il vient pour volume d'air V définitivement expulsé par révolution:

$$V = 6. h \left[ \frac{\pi R^2}{360^\circ} (\text{ang. COD} - \text{ang. } xOy) + 2 (\text{AOD} + \text{AO}y) \right]$$

Si l'on applique à cette expression, les données numériques que nous avons adoptées pour le ventilateur à trois ailes, nous trouvons successivement :

Dans le triangle AOD, l'angle DAO = 30°, AO = 0<sup>m</sup>,84, OD = 3<sup>m</sup>,60. On tire de la résolution de ce triangle :

Surface AOD = 0<sup>m²</sup>,9036 ; angle AOD = 143°,18' et angle DOM = 36°,42'.

Dans le triangle AOy, l'angle yAO = 150° puisque yAN = 30° ,

AO = 0<sup>m</sup>,84, Oy = 3<sup>m</sup>,60 ; ce triangle résolu donne :

surface AOy = 0<sup>m²</sup>,5987 et angle yOA = 23°,18'.

Mais l'angle COD = 2 ang. DOM = 73°,24' = 4404',

et l'angle xOy = 2 ang. yOA = 46°,36' = 2796'.

Le volume V deviendra alors :

$$V = 6. 5^m \left[ \frac{\pi R^2}{21600^\circ} (4404' - 2796') + 2 (0^{m^2}9036 + 0^{m^2}5987) \right]$$

$$= 180,828 \text{ mètres cubes.}$$

Ainsi ce ventilateur établi dans des conditions de fonctionnement qui ne sont point celles qui correspondent au maximum d'effet utile, débiterait plus d'air par révolution que le même ventilateur ne portant que trois ailes et établi dans les conditions de ce maximum d'effet utile. Il est évident que l'on peut tirer de là la conclusion qu'il y a bénéfice à multiplier les ailes, mais on a renoncé à cet avantage, dans les applications, à cause de la difficulté de placer les bielles sur l'arbre central, et pour ramener à l'état de plus grande simplicité possible, un appareil qui, par sa nature même, n'est que trop compliqué et trop exposé aux dérangements.

---



## OBSERVATIONS PRATIQUES SUR CE VENTILATEUR.

*Positions relatives de la manivelle motrice et du tambour central.*

Le travail de la résistance utile dans le ventilateur de M. Lemielle, varie sans cesse pendant la durée d'une révolution, parce que le volume d'air qu'il appelle de la mine n'est pas constant pour tous les mouvements angulaires égaux du tambour central. Ce volume est, à chaque instant, égal à la différence entre le volume qu'engendre l'aile qui enlève l'air de la mine et le volume qu'engendre l'aile qui le réintroduit dans la galerie d'amenée, et la différence de ces deux volumes varie continuellement ainsi que le travail correspondant à la ventilation effective.

Pour régulariser, dans la mesure du possible, la transmission du travail moteur et la vitesse de rotation de la partie mobile du ventilateur, on s'efforce de faire coïncider, approximativement, les variations du travail moteur inhérentes aux machines à vapeur à mouvement de rotation transmis par bielle et manivelle, avec les variations du travail utile de l'appareil ventilateur et, pour cela, de faire coïncider les positions de maximum d'action de la machine motrice avec les positions du tambour central et des ailes dans lesquelles celles-ci engendrent le plus grand volume utile pour un mouvement angulaire déterminé, et les positions de minimum d'action de la machine motrice avec les positions de minimum d'effet utile de ces ailes.

La recherche géométrique de la meilleure position à donner au tambour central et aux ailes qu'il porte, relativement aux positions de maximum et de minimum d'action de la manivelle motrice, présente des difficultés théoriques assez grandes pour que l'on ait renoncé à ce procédé de détermination de la meilleure position de calage de la manivelle sur l'axe du tambour, et l'on a préféré consulter directement l'expérience en essayant plusieurs positions de calage, pour adopter définitivement, non pas peut-être celle qui réalise le maximum de régularité dans la rotation de ce tambour, mais au moins celle qui fournit un

degré de régularité suffisant pour la pratique et sous lequel l'appareil fonctionne d'une manière satisfaisante.

On a trouvé par cette méthode de tâtonnement, que l'on obtient une bonne marche du ventilateur et une régularité de mouvement suffisante pour les applications, en calant la manivelle sur l'axe du tambour dans la position que nous allons décrire.

Quelle que soit la position de la machine à vapeur motrice au-dessus de la fosse ou tonne du ventilateur, supposons la manivelle arrivée à l'un ou l'autre de ses points morts.

Il convient qu'en cet instant, l'une quelconque des ailes vienne d'achever sa période de réintroduction de l'air dans la mine et que son extrémité ait encore à franchir, avant de commencer sa période d'aspiration, environ les 0,85 de l'arc correspondant à l'ouverture d'entrée de l'air dans l'appareil. Ainsi, par exemple, dans la figure (65), l'ouverture d'entrée est  $yD$  et, à l'instant où la manivelle-motrice traverse la ligne des points morts, une aile quelconque  $my$  doit occuper une position un peu plus avancée que celle qui est tracée dans la figure, de façon que son extrémité  $y$  ait encore à franchir les 0,85 environ de l'arc  $yD$  qui correspond à l'ouverture d'entrée, avant de se trouver dans la position  $DE$  où commence sa période d'aspiration. La plupart des grands ventilateurs de M. Lemielle qui ont été construits dans le Hainaut, fonctionnent, au moins approximativement, dans ces conditions de marche et l'on regarde la régularité de leur mouvement comme suffisante.

*Rapport du volume utile engendré par les ailes au volume effectivement débité.*

De toutes les observations qu'il est indispensable de faire sur les ventilateurs de M. Lemielle, pour apprécier leur valeur absolue, celle qui présente le plus de difficulté et qui offre les plus grandes chances d'erreur, est la mesure du volume réel d'air qu'ils débitent. Le peu de précision que comporte l'appréciation de la vitesse de l'air par l'anémomètre ordinaire, et l'irrégularité du courant que provoque l'action de l'appareil dans la

galerie d'amenée, irrégularité qui tient aux variations du volume emporté par cet appareil dans des temps égaux très petits, ne permettent qu'une mesure assez grossièrement approximative du volume d'air débité. Lorsque l'on place l'anémomètre, pendant des temps égaux, à un certain nombre de points déterminés dans la section de la galerie d'amenée, en adoptant la moyenne des vitesses ainsi déterminées, on n'a que la moyenne de ces vitesses et non la moyenne des vitesses en tous les points de cette section.

Lorsque l'on promène lentement, et avec une vitesse aussi uniforme que possible, l'anémomètre dans toutes les parties de la section, la vitesse constatée en un point quelconque, y a changé avant que l'opération totale soit terminée et il est également impossible d'arriver à un résultat très exact.

Les résultats d'expérience ainsi obtenus sur tous les appareils à action irrégulière sur l'air d'une mine, ne peuvent donc offrir le même degré de précision que celui que l'on obtient dans la mesure du volume effectivement débité par le ventilateur de M. Guibal ou par tous les autres appareils de la même catégorie qui produisent une aspiration uniforme.

L'inconvénient des variations d'action des ventilateurs à capacité variable est encore aggravée lorsque ces appareils sont placés à une faible distance de la partie supérieure du puits d'aérage où le courant se courbe brusquement à angle droit. Il se produit alors dans la galerie d'amenée qui est très courte, d'énormes variations de vitesse dans les différents points de la section et des modifications continuelles dans l'allure du courant, qui rendent la mesure du volume d'air débité, extrêmement difficile et peu susceptible de précision. Dans ces conditions, cette mesure présente de grandes difficultés même lorsque l'appareil exerce une succion constante comme celle des ventilateurs à force centrifuge.

Nous avons pu avoir connaissance d'un assez grand nombre d'expériences faites sur le débit réel des ventilateurs de M. Lemielle en diverses circonstances, mais, le plus souvent, ces expériences avaient été faites avec des anémomètres qui n'avaient point été vérifiés au manège avant ces expériences.

On s'était contenté d'appliquer à la mesure de vitesse, la formule fournie par le fabricant de l'instrument. Or, nous avons eu plusieurs fois l'occasion de constater que les résultats ainsi obtenus n'offrent aucune garantie d'exactitude. Dans d'autres cas, le volume théorique engendré par les ailes n'avait point été déterminé et les tableaux d'expériences n'indiquaient point les positions relatives du tambour central et des ouvertures d'entrée et de sortie de l'air, ce qui rendait impossible l'évaluation de ce volume théorique pour le comparer au volume pratique. Nous avons, en conséquence, jugé convenable de ne faire aucun usage de ces expériences qui ne présentaient point de garanties suffisantes d'exactitude et de ne faire mention que de celles qui sont inscrites dans le tableau (A) et pour lesquelles les anémomètres avaient été vérifiés peu de temps avant d'en faire usage, et les volumes théoriques déterminés soit par le calcul, soit à l'aide du planimètre sur une épure de l'appareil soumis aux expériences, tracée sur une assez grande échelle. Ces expériences faites sur quatre ventilateurs de dimensions différentes placés sur des puits différents, sont les seules qui nous aient paru offrir quelque probabilité, non d'exactitude absolue qui est impossible avec les instruments imparfaits que nous possédons, mais au moins d'une approximation suffisante pour que les résultats constatés pussent servir de base à une appréciation approximative de la valeur relative et absolue des appareils ventilateurs.

Comme l'indique ce tableau, le rapport entre le volume réellement débité par ces appareils, et le volume utile qu'engendrent leurs ailes, n'est pas constant, et il devait en être ainsi, car ce rapport dépend de l'importance des rentrées d'air par leur pourtour et ces rentrées dépendent, d'une part, du température propre de la mine ou de la dépression qu'elle exige pour le débit d'un volume d'air déterminé et, d'autre part, du plus ou moins de jeu que le constructeur a laissé entre le périmètre des ailes et les parois des conduits dans lesquels elles se meuvent. Ce jeu peut être, évidemment, d'autant plus faible que l'appareil est construit avec plus de précision, qu'il présente plus de rigidité et qu'il fait de moins fortes oscillations trans-

versales sous l'action de l'inégalité des forces centrifuges qui sollicitent son arbre central.

Dans les appareils considérables qui portent des ailes d'une grande largeur comme ceux du Nord du Bois de Boussu et du Levant du Flénu, le constructeur ne peut guère laisser moins de 1 à 1  $\frac{1}{2}$  centimètres de jeu sur tout le périmètre de la partie mobile de ces ventilateurs, et quand ils ont servi pendant quelques années, que les articulations sont fatiguées, les assemblages relâchés et toutes les parties frottantes, plus ou moins usées, le jeu doit encore être agrandi pour que les ailes ne heurtent point les parois de la fosse ou le sol au-dessus duquel elles se meuvent, surtout lorsque le mouvement de rotation devient rapide et la dépression très élevée.

Des quatre ventilateurs sur lesquels ont été faites les expériences rapportées dans le tableau (A), les trois premiers étaient construits avec un tambour central hexagonal et les ailes en bois; le dernier était, tout entier, construit en fer avec tambour central cylindrique en tôle et ailes également couvertes de tôle. Dans celui-ci, les ailes présentent moins de largeur, moins de poids que dans les deux précédents, les effets de force centrifuge y étaient moins prononcés et le jeu avait pu, très probablement, y être moindre; le coefficient de rendement en air effectivement tiré de la mine, y est plus élevé que dans les deux autres.

Trois expériences, dont une à la vitesse de 16 tours par minute, ont été faites sur ce ventilateur par M. Raux, mais nous avons rejeté celle-ci parce qu'elle fournissait un volume d'air effectivement extrait, plus grand que le volume théorique engendré par les ailes, ce qui était évidemment impossible. Quant aux deux autres que nous rapportons, il y a d'assez fortes raisons de croire que leurs résultats sont très approximativement exacts; le coefficient de rendement y est à peu près le même aux deux vitesses de 22 et de 25 tours, ce qui est conforme à la théorie; et les dépressions produites, 77 et 97 millimètres d'eau, sont à peu près proportionnelles aux carrés des volumes d'air effectivement extraits,  $27^m^3,35$  et  $30^m^3,37$ , ce qui est encore la

A.

NOMS DES CHARBONNAGES OU LES VENTILATEURS SONT ÉTABLIS.  DIMENSIONS PRINCIPALES de ces appareils et volumes utiles qu'ils engendrent par tour.	Nombre de tours du Ventilateur par minute.	Dépression produite en eau.	Volume théorique engendré par seconde.	Volume pratique extraît par seconde.	Rapport du volume pratique au volume théorique.	OBSERVATIONS.
Expériences de M. LEVERRIER sur le ventilateur de la fosse de Dechy.						
Diamètre de la fosse . . . . .	10	44	7,15	6,00	0,839	Les branches du manomètre étant en libre communication, les oscillations de l'eau y étaient considérables, et M. Leverrier n'a pris note que du maximum de dépression ; c'est celui qui est indiqué dans la colonne.
Diamètre du tambour central . . . .	17	103	12,16	10,50	0,863	
Excentricité . . . . .	21	440	13,01	12,63	0,842	
Hauteur de l'appareil . . . . .	26	160	18,01	16,15	0,868	
Largeur des ailes . . . . .						
Volume engendré par révolution . . .	42m <sup>3</sup> ,89					
Expériences sur le ventilateur du puits l'Alliance du Nord du Bois de Boussu.						
Diamètre de la fosse . . . . .	10,125	40,75	27,59	20,646	0,749	
Diamètre de la circonférence que dé- crivent les articulations des ailes.						
Excentricité . . . . .	15,000	91,00	40,87	30,660	0,750	
Hauteur de l'appareil . . . . .						
Largeur des ailes . . . . .						
Volume engendré par révolution . . .						

Expériences de réception sur le ventilateur du Levant du Flénu.							Dans les quatre dernières ex- périences, on avait facilité l'ar- rivée de l'air, en ouvrant une communication directe entre la galerie d'amenée et l'atmos- phère extérieure.
Diamètre de la fosse . . . . .	7 <sup>m</sup> , 10	13,04	59	36,73	26,67	0,73	
Diamètre de la circonférence que dé- crivent les articulations des ailes . .	4 <sup>m</sup> , 80	12,77	60	35,97	26,12	0,73	
Excentricité . . . . .	0 <sup>m</sup> , 818	13,636	62	35,41	27,89	0,73	
Hauteur de l'appareil . . . . .	4 <sup>m</sup> , 96	12,86	56	34,23	28,88	0,78	
Largeur des ailes . . . . .	2 <sup>m</sup> , 56	12,77	54	35,97	28,68	0,79	
Volume engendré par révolution . .	169 <sup>m</sup> ,03	13,33	60	37,35	29,94	0,79	
		15,00	75	42,25	33,69	0,79	
Expériences de M. RAUX sur le ventilateur du Grand-Hornu construit tout en fer.							
Diamètre de la fosse . . . . .	4 <sup>m</sup> , 30						
Diamètre de la circonférence que dé- crivent les articulations des ailes . .	2 <sup>m</sup> , 86	22	77	31,89	27,35	0,85	
Excentricité . . . . .	0 <sup>m</sup> , 50						
Hauteur de l'appareil . . . . .	7 <sup>m</sup> , 00						
Largeur des ailes . . . . .	1 <sup>m</sup> , 50	25	97	36,25	30,37	0,838	
Volume engendré par révolution . .	88 <sup>m</sup> 3,96						
Diamètre du tambour central . . . .	2 <sup>m</sup> , 60						

loi de variations des dépressions lorsque le volume débité change.

Dans les expériences sur le ventilateur du Levant du Flénu, les quatre dernières ont fourni des coefficients de rendement plus élevés que les autres, ce qui était dû à l'ouverture d'une communication directe entre l'atmosphère extérieure et la galerie aboutissant au ventilateur. On avait ainsi facilité l'alimentation de l'appareil et produit identiquement l'effet d'une amélioration dans le tempérament de la mine, ce qui devait, comme nous l'avons fait observer, augmenter le rapport du volume réellement débité par l'appareil, au volume utile engendré par ses ailes.

Malgré toutes les chances d'erreur que présentent les moyens actuels de jauger les courants d'air, et tout en faisant la part des incertitudes qui peuvent encore exister sur le plus ou moins de précision des résultats que nous rapportons, il nous semble que l'on peut admettre que dans les conditions de tempérament de la plupart de nos mines exploitées par des puits d'assez grandes dimensions, ayant des galeries principales dans lesquelles des chevaux peuvent circuler et dont les travaux d'exploitation n'ont pas encore pris un excessif développement, le coefficient de rendement des ventilateurs de M. Lemielle peut varier de 0,73 à 0,84 suivant le tempérament propre de la mine, suivant le soin apporté à la construction de l'appareil et tout en ne lui laissant que le jeu strictement nécessaire pour éviter les rencontres des ailes et des parois de la fosse dans laquelle elles se meuvent.

Dans tous les cas, nous ne pensons pas qu'il soit possible, dans l'état actuel de la question, de fixer avec plus de précision, a priori et avant la construction d'un appareil, le rapport qui existera entre le volume débité et le volume théorique engendré par les obturateurs mobiles, lorsque cet appareil sera construit.



*Dépression maxima sous un nombre de révolutions déterminé.*

D'après ce que nous avons dit ci-dessus des ventilateurs à capacité variable en général, et du ventilateur de M. Lemielle en particulier, il est clair que sous un nombre de tours déterminé, celui-ci produira une dépression d'autant plus grande que le tempérament de la mine sera plus mauvais, et que cette dépression atteindra sa valeur maxima lorsque la mine ne fournira plus d'air quelle que soit la dépression. Dans ce cas, il rentrera dans la chambre d'air, par les espaces libres qui règnent sur tout le périmètre de l'appareil, un volume d'air égal au volume utile engendré par celui-ci dans le même temps. De plus, ce volume rentrant dépendant à la fois de la dépression et de l'étendue des espaces libres ou du jeu qui a été laissé entre les extrémités des ailes et le pourtour de la fosse, il faudra que la dépression croisse à mesure que le jeu diminuera ou que les ailes fermeront plus hermétiquement les conduits dans lesquels elles se meuvent.

Dans ces conditions, limite extrême des difficultés de ventilation, le ventilateur consommerait encore, sans produire aucun effet utile, un travail égal à celui qu'exigeraient ses résistances passives plus le travail correspondant à la dépression qu'il aurait produite et au volume engendré par ses ailes.

Voici un exemple :

Supposons qu'un ventilateur comme celui du Nord du Bois de Boussu qui engendre un volume effectif de 163,50 mètres cubes par révolution, fasse 9,2 tours par minute, qu'il présente sur tout son périmètre un jeu de 0<sup>m</sup>,015 et que les résistances au mouvement de l'air dans la mine sur laquelle il est placé, deviennent subitement infinies, c'est-à-dire qu'il ne sorte plus d'air de cette mine, et cherchons la dépression qu'il créera dans ces conditions de marche si l'on maintient sa vitesse primitive, et quel travail il exigera.

Le volume qu'il engendrera par seconde, sera

$$\frac{9,2. 163^m5}{60''} = 25 \text{ mètres cubes,}$$

et il faudra qu'il rentre dans la chambre d'air 25 mètres cubes d'air par seconde par les espaces libres autour de l'appareil.

Celui-ci ayant 7<sup>m</sup>,10 de largeur et 5<sup>m</sup> de hauteur, la section totale des passages de rentrée, sera

$$0^m,015 (14^m,20 + 10^m) = 0^m,363.$$

En admettant un coefficient de contraction de 0,65 et en désignant par V la vitesse de rentrée, il viendra

$$0^m,363. 0,65. V = 25^m; \text{ d'où } V = 106^m.$$

La hauteur génératrice de cette vitesse, en air, sera

$$h = \frac{(106)^2}{2g} = 572^m,$$

et si l'on admet que le mètre cube d'air pèse 1<sup>kil</sup>,20, la hauteur correspondante, en eau, aura pour valeur

$$572^m \frac{1^{\text{kil}},20}{1000^{\text{kil}}} = 0^m,686.$$

Le ventilateur, dans ces conditions de fonctionnement, produirait donc une dépression de 686 millimètres d'eau et consommerait, abstraction faite des résistances passives, et sans produire aucun effet utile, un travail de

$$686^{\text{kil}}.25^m = 17150^{\text{km}} \text{ par seconde, ou de } 228,64 \text{ chevaux.}$$

Supposons maintenant que la mine fournisse à ce ventilateur faisant le même nombre de tours, 12,5 mètres cubes d'air par seconde ; soit la moitié du volume qu'il engendre.

La rentrée sera réduite de moitié, ainsi que la vitesse de passage par les espaces libres et il suffira de créer une dépression égale au quart de la dépression précédente pour réaliser cette vitesse.

La dépression produite dans ces nouvelles conditions de marche, ne sera donc plus que de

$$\frac{0^m,686}{4} = 0^m,1715 \text{ d'eau,}$$

et le travail consommé, abstraction faite des résistances passives, de

$$171^{\text{k}},50. 25^m = 4287^{\text{km}},5 \text{ par seconde ; soit } 57,16 \text{ chevaux.}$$

L'effet utile de l'appareil serait alors de 0,50 dont il faudrait encore retrancher la part afférente aux résistances passives.

Si le même ventilateur placé sur une mine qui ne lui fournit que 12,50 mètres cubes par seconde, sous une dépression de 0<sup>m</sup>,1715 d'eau, pendant qu'il engendre un volume de 25 mètres cubes, c'est-à-dire ayant un coefficient de rendement en air, de 0,50, ne pouvait faire plus de 18 tours par minute, sans risquer de se briser, ou au moins de subir de graves avaries, et qu'on le fit fonctionner à cette vitesse maxima, voici quelles seraient ses conditions de marche abstraction faite des résistances passives de toute nature :

Il engendrerait, par seconde, un volume de

$$\frac{163,5 \cdot 18}{60} = 49,05 \text{ mètres cubes ;}$$

Le débit réel de la mine serait égal à la moitié de ce volume, soit de 24,52 mètres cubes.

Un volume égal rentrerait dans la mine par les espaces libres et la dépression  $h$  pourrait être déterminée par la loi des dépressions proportionnelles aux carrés des volumes effectivement extraits de la mine.

Cette loi fournirait :

$$(12,50)^2 : (24,52)^2 = 0^m,1715 : h ; \text{ d'où } h = 0^m,659 \text{ d'eau.}$$

L'appareil consommerait alors, abstraction faite de toutes les résistances passives, un travail de 659. 49,05 = 32324<sup>km</sup> par seconde ; soit de 431 chevaux, pour un travail utile de 215,50 chevaux.

Si les résistances passives de l'appareil moteur et du ventilateur consommaient ensemble 0,35 du travail transmis au piston, le travail transmis aux ailes de ce ventilateur ne serait que les 0,65 du travail reçu par le piston, et ce dernier devrait être de

$$\frac{431}{0,65} = 663 \text{ chevaux pour un effet utile de 215,50 chevaux,}$$

ce qui réduirait le coefficient d'effet utile de l'ensemble de l'appareil de ventilation, à

$$\frac{215,5}{663} = 0,325.$$

Cette condition de marche serait fort onéreuse et serait la conséquence du mauvais tempérament de la mine que nous avons choisie pour exemple, et de la nature de l'appareil ventilateur dont les pertes d'air croissent à mesure que la dépression nécessaire pour tirer un volume d'air déterminé, devient plus considérable.

De plus, un ventilateur de cette espèce, pour fonctionner dans de semblables conditions de vitesse et de dépression, devrait être construit avec une solidité extraordinaire et dont n'approche aucun des appareils construits jusqu'à ce jour; tous, sans exception, seraient brisés bien avant d'atteindre une dépression aussi élevée.

A l'aide des lois générales exposées jusqu'ici et qui sont :

1° La loi des vitesses de rentrée proportionnelles aux racines carrées des dépressions ;

2° La loi des pertes ou rentrées, égales à une fraction constante du volume engendré par les ailes, pour un même appareil placé sur la même mine ;

3° La loi des dépressions proportionnelles aux carrés des volumes d'air effectivement extraits d'une mine ;

4° La loi des volumes extraits proportionnels aux nombres de révolutions d'un même appareil et, comme conséquence, la loi des dépressions proportionnelles aux carrés des nombres de révolutions ;

Il sera facile de prévoir toutes les conditions de marche et d'effet utile d'un appareil quelconque de cette catégorie, fonctionnant à une vitesse quelconque, quand on connaîtra le tempérament de la mine sur laquelle il est placé et la grandeur des espaces libres sur tout son pourtour.

#### *Effet utile des ventilateurs de M. Lemielle.*

L'effet utile de ces ventilateurs, c'est-à-dire le rapport du travail qui correspond à la ventilation effective, au travail de la vapeur dans le cylindre de la machine motrice, dépend des résistances passives de cette dernière machine et de l'appareil ventilateur lui-même et, dans une forte mesure, de l'impor-

tance des rentrées d'air par les espaces libres qui règnent sur tout son pourtour. Il est évident que de deux appareils placés dans les mêmes conditions, celui qui sera construit avec plus de soin que l'autre, qui présentera plus de rigidité, moins d'oscillations transversales, moins de trépidations pendant le mouvement, pourra porter des ailes dont le périmètre se rapprochera davantage des parois de la fosse, qu'il laissera rentrer moins d'air et qu'il fournira un coefficient d'effet utile plus élevé que celui qui ne possède pas les mêmes avantages.

Nous avons réuni, dans le tableau B, les résultats d'expériences qui nous ont paru offrir le plus de garanties d'exactitude et qui ont été faites avec des anémomètres et des indicateurs de pressions de la vapeur, vérifiés avant ces expériences.

Trois des ventilateurs soumis aux épreuves, sont ceux qui ont servi à déterminer les coefficients de rendement en air tiré de la mine relativement au volume théorique engendré par les ailes ; ce sont ceux du Nord du Bois de Boussu, du Levant du Flénu et du Grand-Hornu ; le quatrième de plus petites dimensions, était établi sur un des puits du charbonnage de Belle et Bonne.

Les résultats obtenus dans ces quatre séries d'expériences, sont loin d'être parfaitement concordants, mais nous devons faire observer que les ventilateurs du Levant du Flénu et du Grand-Hornu, qui ont fourni les coefficients d'effet utile les plus élevés, ont été construits plus récemment, avec plus de soin et de connaissances de ce genre d'appareil, que les autres, ce qui explique leur supériorité dans une certaine mesure.

On peut, il nous semble, conclure de ces expériences, que dans l'établissement de ces appareils de grandes dimensions comme les trois derniers inscrits dans le tableau B, et dans des conditions de tempérament d'une mine, semblables à celles des mines du Levant du Flénu et du Grand-Hornu, on peut espérer aujourd'hui un effet utile compris entre 0,49 et 0,60 du travail transmis par la vapeur au piston moteur, suivant le degré de perfection apporté dans la construction de l'appareil ventilateur.

Nous regardons le coefficient 0,60 comme un maximum difficile à atteindre dans ces mêmes conditions de tempérament



Expériences de M. RAUX, sur le nouveau ventilateur d'Hornu.									
Diamètre de la fosse . . . . .	4 <sup>m</sup> ,50								
Hauteur . . . . .	7 <sup>m</sup> ,00								
Excentricité . . . . .	0 <sup>m</sup> ,50								
Diamètre du tambour en tôle . . . .	2 <sup>m</sup> ,60								
Largeur des ailes . . . . .	1 <sup>m</sup> ,50								
Volume utile engendré par révolution	88 <sup>m</sup> ³,98	23	77	27,35	2105,95	3512	0,59		
		25	97	30,37	2945,89	5199	0,56		
Expériences de réception du ventilateur du Levant du Flénu.									
Diamètre de la fosse . . . . .	7 <sup>m</sup> ,40	15,04	59	26,67	1574	2953	0,5329	Dans les quatre dernières expériences, on avait facilité l'arrivée de l'air en ouvrant une communication directe entre l'atmosphère extérieure et la galerie d'amenée de l'air du ventilateur.	
Hauteur . . . . .	4 <sup>m</sup> ,96	12,77	60	26,12	4567	3075	0,5098		
Excentricité . . . . .	0 <sup>m</sup> ,818	13,636	62	27,89	1729	»	»		
Largeur des ailes . . . . .	2 <sup>m</sup> ,56	12,86	56	26,88	1618	»	0,5377		
		12,77	54	26,98	1549	2777	0,5778		
Volume utile engendré par révolution	169 <sup>m</sup> ³,03	15,33	60	29,94	1796	3109	0,5878		
		15,00	75	33,69	2327	4208	0,5879		
Expériences de réception sur le ventilateur de M. GUIBAL, placé sur le même puits que le ventilateur précédent, au Levant du Flénu.									
Diamètre de ce ventilateur . . . . .	9 <sup>m</sup> ,00	92	150	44,288	6443	11352	0,5577	Dans les quatre premières expériences, on avait facilité l'arrivée de l'air en ouvrant une communication directe entre l'atmosphère extérieure et la galerie d'amenée de l'air au ventilateur.	
Largeur des ailes . . . . .	1 <sup>m</sup> ,50	95	154	45,182	6958	11048	0,6298		
		55	54	26,46	1428	2440	0,5856		
		54,5	»	»	1428	2543	0,6097		
		59	62	27,30	1693	2752	0,6150		
		59	62	27,30	1693	2796	0,6054		

d'une mine, car il ne laisse que 0,40 pour les pertes de toute nature, et nous avons vu que les fuites ou rentrées d'air n'étaient pas inférieures à 15 p. %, même en réduisant le jeu des ailes au minimum que comportent les oscillations inévitables de ces appareils ; de sorte qu'il ne resterait que 25 p. % pour les résistances passives de la machine motrice et de l'appareil ventilateur réunis. Tout ce que nous connaissons d'expériences sur les résistances passives des appareils mécaniques, ne permet pas d'espérer que les pertes de travail dans le cas dont il s'agit, pourront être abaissées jusqu'à un chiffre inférieur à celui que nous venons de citer, et quand les appareils seront fatigués après quelques années de service, quand les oscillations du ventilateur proprement dit, deviendront plus prononcées, ces pertes dépasseront très probablement, 25 p. %.

Si le tempérament de la mine sur laquelle on place le ventilateur était très mauvais, les fuites proportionnelles seraient plus considérables et l'effet utile en serait plus ou moins diminué suivant l'importance de cette aggravation de tempérament :

---

A la suite des expériences sur le ventilateur Lemielle établi sur un puits de la société du Levant du Flénu, nous avons inscrit dans le tableau B, les expériences faites sur un ventilateur de M. Guibal placé sur le même puits. Ces deux appareils dont les actions reposent sur des principes si différents, sont destinés à ventiler les mêmes travaux et à se suppléer réciproquement, en cas d'accident survenu à l'un ou à l'autre.

Ces expériences comparatives offrent un grand intérêt et prouvent qu'au point de vue de l'effet utile, l'appareil de M. Guibal ne le cède en rien à celui de M. Lemielle. La démonstration directe de ce fait dans des circonstances aussi convaincantes, n'était pas inutile, quoiqu'on eût pu la considérer comme résultant tout naturellement de l'ensemble des expériences que nous avons citées concernant ces deux appareils.

---

Le ventilateur de M. Lemielle, irréprochable dans l'hypothèse purement théorique d'une perfection absolue dans l'exécution et d'une stabilité également absolue, présente dans la pratique, indépendamment des rentrées d'air inévitables, plu-



sieurs inconvénients qui, sous certains rapports, le placent au-dessous de la plupart des autres appareils susceptibles de fournir, à peu près, le même effet utile que lui.

1° Il est extrêmement compliqué et, par suite, beaucoup plus exposé aux dérangements que ceux dont la constitution est mieux appropriée au service de la grande industrie.

2° La partie mobile, pendant le mouvement, est sollicitée par des forces centrifuges qui ne s'équilibrent jamais et qui tiraillent sans cesse l'arbre central dans la direction de l'aile la plus ouverte, et comme cet arbre central n'est fixé que par un bout et que l'autre bout n'est jamais qu'imparfaitement maintenu par l'arbre de la manivelle motrice, il en résulte de fortes oscillations transversales qui croissent avec le temps et avec l'usure des pièces et qui obligent à laisser un jeu assez considérable entre le périmètre des ailes et les parois de la fosse. Cet inconvénient est encore aggravé par la détérioration des charnières des ailes et par le jeu que prennent sur l'arbre central, les bielles qui agissent par traction pendant que les ailes franchissent le conduit de rentrée d'air et par pression pendant qu'elles franchissent le conduit de sortie.

3° La difficulté d'entretien de toutes les articulations par un graissage continu, est très grande. Comme elles sont presque toutes placées dans l'obscurité la plus complète, et la plupart dans des positions peu accessibles, il est impossible, pendant le mouvement de l'appareil, de vérifier si toutes les précautions prises pour assurer ce graissage, atteignent leur but et si, parmi toutes ces articulations, il n'y en a point quelques unes qui fonctionnent à sec. Pour diminuer ce danger, on prodigue l'huile, ce qui n'empêche pas toujours les détériorations ni les frais supplémentaires de main-d'œuvre et de chômage qu'elles entraînent.

4° Plus la vitesse de rotation et la dépression croissent, plus les oscillations et les trépidations de ces appareils deviennent considérables et les exposent à des accidents; c'est surtout le bas des ailes qui tend à gratter le sol de la fosse. Dans les appareils tels que celui du Levant du Flénu qui ont des ailes lourdes, de 2<sup>m</sup>,50 de largeur au moins, on n'oserait dépasser

la vitesse de 17 à 18 tours par minute, ni les faire fonctionner toujours sous cette vitesse. Dans les appareils semblables à celui du Grand-Hornu dont les ailes plus légères n'ont que 1<sup>m</sup>,50 de largeur, on peut pousser la vitesse jusqu'à 25 tours, mais il serait probablement dangereux d'adopter 30 tours comme vitesse habituelle. Sous ce point de vue, les effets que l'on peut attendre de cet appareil, sont limités par un maximum de vitesse que l'on ne peut dépasser, comme pour tous les autres ventilateurs.

Il résulte de là, suivant nous, que le ventilateur Lemielle n'est pas le dernier mot des appareils à capacité variable, et que tôt ou tard, dans la catégorie d'appareils à laquelle il appartient, on le remplacera par une autre disposition mieux appropriée aux exigences de la pratique.



## CHAPITRE HUITIÈME.

### VENTILATION

#### *PAR INSUFFLATION D'AIR ET PAR JETS DE VAPEUR.*



On a proposé, dans ces derniers temps, de ventiler les mines et tous les établissements dans lesquels l'air doit être renouvelé promptement, par un procédé semblable à celui que M. Giffart a appliqué à l'alimentation des chaudières à vapeur, que M. Stephenson a employé le premier pour produire l'appel de l'air dans les foyers des chaudières de locomotives, et qui a, depuis longtemps, été appliqué comme principe d'action dans les anciennes machines soufflantes nommées trompes.

Ce procédé consiste à faire arriver dans l'axe d'un conduit dont il n'occupe pas toute la section, un jet rapide d'air ou de vapeur. Ce jet en perdant de sa vitesse, communique au fluide qui l'environne une partie de sa force vive, l'entraîne dans la direction de son mouvement et produit à l'arrière un vide plus ou moins prononcé qui devient comme un centre d'action vers lequel l'air extérieur se précipite, sous l'impulsion de la pression atmosphérique, par tous les canaux qui aboutissent au point où fonctionne le jet moteur.

Il ne sera peut-être pas inutile de présenter, sur ce mode de tirage, quelques considérations propres à éclairer les industriels sur la convenance de rechercher dans cette voie, le moyen de produire avantageusement la ventilation d'une mine ou d'un établissement quelconque.

---

1° *Ventilation par insufflation d'air.*

Pour calculer la vitesse d'écoulement des fluides élastiques, d'une capacité dans une autre où ne règne qu'une moindre tension, on les assimile à un fluide non élastique, ou liquide, de même densité que le fluide élastique dans la capacité d'où il s'échappe, et l'on remplace la chaleur ou force élastique qui le pousse à travers l'orifice de sortie, par une autre force exactement équivalente et plus susceptible de fournir directement la vitesse qu'elle est capable de produire ; cette autre force est la pesanteur. La puissance qui produit la vitesse, dans ce cas, est représentée, en intensité, par la différence des tensions dans les deux capacités, et l'on suppose cette différence remplacée par une colonne de liquide de même densité que le fluide qui s'échappe et d'une hauteur telle que les particules qui passent par l'orifice de sortie, en reçoivent une impulsion égale à celle de la force élastique qui les sollicite effectivement. C'est ainsi que l'on est arrivé à la formule

$$V = \sqrt{2gH},$$

dans laquelle  $V$  exprime la vitesse théorique du fluide et  $H$  la hauteur de la colonne liquide qui remplace la force élastique.

Lorsque le fluide est de l'air et que la quantité qui passe par l'orifice en une seconde, pèse un poids  $P$ , la force vive de ce poids d'air est égale à  $\frac{PV^2}{2g} = PH$ .

Supposons maintenant que cet air s'échappe avec cette vitesse  $V$ , d'un réservoir où il est à la tension constante  $H$  au-dessus de la tension du milieu dans lequel il se précipite, cette tension constante étant maintenue à l'aide d'une pompe qui en fournit au réservoir une quantité égale à celle qui s'en échappe, et soient :

$S$  la section de la pompe foulante,

$s$  la section de l'orifice d'écoulement de l'air,

$p$  le poids du mètre cube de cet air dans le réservoir,

$v$  la vitesse du piston de la pompe alimentaire de ce réservoir.

Le travail qu'il faudra transmettre au piston, pendant la pé-

riode d'introduction de l'air dans le réservoir, indépendamment du travail qui a été nécessaire pour le comprimer depuis la tension atmosphérique jusqu'à la tension constante sous laquelle il pénètre dans ce réservoir, sera :

$$SpHv = SpHV \frac{s}{S} - pHV s; \text{ car } v : V = s : S, \text{ d'où } v = V \frac{s}{S}.$$

En observant que  $Vs$  est le volume d'air qui s'échappe par seconde et que  $Vsp$  est le poids  $P$  de cet air, l'expression du travail correspondant à l'introduction de l'air dans le réservoir, deviendra :

$$PH = \frac{PV^2}{2g}.$$

*Donc la force vive d'un fluide qui s'échappe par un orifice est égale au travail qui a été nécessaire pour l'introduire dans le réservoir d'où il s'écoule, après qu'il a été comprimé jusqu'à la tension constante sous laquelle il a pénétré dans ce réservoir, et cette force vive ne représente, au delà de ce travail, aucune parcelle du travail supplémentaire qu'il a fallu transmettre à la pompe foulante pour amener l'air de la tension à laquelle il a été puisé dans l'atmosphère, à la tension sous laquelle il s'échappe du réservoir.*

Comme ce travail de compression de l'air jusqu'à la tension d'échappement est d'autant plus grand que cet air doit s'échapper sous une pression plus élevée, on tire encore de ces considérations, la conséquence suivante :

*Pour entretenir un jet d'air possédant une force vive déterminée, ce qui peut se faire en imprimant une faible vitesse à une grande quantité d'air, ou une grande vitesse à une petite quantité de ce fluide, il faut dépenser d'autant plus de travail que le jet est animé d'une plus grande vitesse, ou qu'il s'échappe à plus haute tension.*

Ainsi, par exemple, supposons que par un orifice, il s'échappe 1 kil. d'air à 5 atmosphères absolues, que l'échappement se fasse dans un milieu où règne la pression atmosphérique ordinaire de 0<sup>m</sup>,76 de mercure et que la température de l'air sortant soit de 0°, pour simplifier les calculs.

La vitesse maxima d'échappement sera :

$$V = \sqrt{2g \cdot 4.0,76 \frac{D}{d}}$$

D est le poids du mètre cube de mercure = 13596 kil;

d est le poids du mètre cube d'air à 0° et à  
5atm. = 5. 1kil,293 = 6kil,465.

On tire de là  $V = 354^m$ , et  $V^2 = 125444$ .

La force vive de 1kil de cet air sera  $\frac{1\text{kil} \cdot (354)^2}{19,62} = 6392 \text{ km}$ .

Avant sa compression, cette quantité d'air occupait un volume de

$$\frac{1}{1,293} = 0^m 773.$$

Après sa compression à 5 atmosphères, il n'occupait plus que  
 $\frac{1}{5}$  de ce volume, soit  $0^m 1546$ .

Le travail d'introduction de ce volume d'air dans un réservoir où règne une tension de 5atm, serait de

$$0^m 1546 \cdot 10333 (5\text{atm} - 1\text{atm}) = 6392 \text{ km}.$$

quantité égale à la force vive qu'il possède au sortir du réservoir.

Mais il a fallu plus de travail pour le comprimer et l'introduire ensuite dans ce réservoir, et l'on peut déterminer ce travail par la formule ordinaire qui sert à calculer le travail de la vapeur à pression pleine et à détente, dans l'hypothèse d'une température constante et en négligeant l'influence des espaces nuisibles.

Voici cette formule :  $SL \left( \frac{P}{\omega} (1 + \log \omega \cdot 2,3026) - P' \right)$ .

Dans le cas qui nous occupe,

$$SL = 0^m 773; P = 10333 \text{ kil}; 5 = 51665 \text{ kil}; P' = 10333; \omega = 5.$$

Ces valeurs appliquées à la formule, donnent pour travail total correspondant à la compression et à l'introduction du kil. d'air dans le réservoir,

$$12851 \text{ k.m.}$$

La force vive d'un jet d'air, dans ces conditions, ne représen-

terait donc que  $\frac{6392}{12851} = 0,498$  du travail à dépenser pour le produire, et nous avons négligé, dans cette évaluation, toutes les résistances passives, l'excédant considérable de travail à transmettre à l'appareil alimentaire par suite de l'échauffement du gaz pendant la compression, et nous avons admis que l'on obtenait la vitesse théorique tout entière, à l'échappement, ce qui n'est pas tout à fait vrai.

Cette énorme perte de travail, relativement à la force vive imprimée à un jet d'air, s'amoiendrait à mesure que l'on abaisserait la tension dans le réservoir.

Pour utiliser la force vive d'un semblable jet d'air, au profit de la ventilation d'une mine, il faut le placer dans l'axe du puits ou conduit par lequel doit s'échapper l'air vicié qui vient des travaux. Ce jet, en pénétrant avec vitesse dans la masse d'air au sein de laquelle il est placé, s'entle, diminue de vitesse, perd de sa force vive en la communiquant à la masse d'air environnante ou en surmontant les résistances qui s'opposent au mouvement de celle-ci, et il en résulte à l'arrière un appel d'air ou dépression qui entretient le mouvement général de l'air de la mine, vers ce point. Si, dans ce mode de communication du travail que possède un corps animé d'une grande vitesse, en vertu de l'inertie, il n'y avait aucune parcelle de ce travail qui fut consommée par les frottements des molécules fluides les unes sur les autres, ou contre les parois des conduits, on retrouverait dans le mélange de l'air du jet et de l'air de la mine, toute la force vive que possédait l'air de ce jet, avant leur mélange, moins la portion qui a servi à surmonter la différence des tensions en amont et en aval du jet.

Représentons par :

- V' le volume d'air total qui sort de la mine après le mélange ;
- V'' la vitesse de ce mélange au sortir de la mine ;
- P le poids d'air, par seconde, qui forme ce jet, à la vitesse V ;
- P' le poids d'air appelé de la mine ;
- H la dépression produite par l'action de ce jet, en  $\frac{m}{m}$  d'eau ;
- S la section de l'orifice de sortie du puits où la vitesse commune est devenue V''.

En négligeant l'influence assez faible que peut avoir sur le résultat final, la force vive que possède l'air de la mine, lorsqu'il arrive au point où il commence à recevoir l'action du jet, on aura d'après ce que nous avons dit ci-dessus et en vertu des mêmes considérations que celles que nous avons appliquées à la recherche de la dépression due à l'évasement de la cheminée du ventilateur de M. Guibal :

$$\frac{PV^2}{2g} = SHV'' + (P+P') \frac{V''^2}{2g};$$

mais  $SHV'' = V'H$  effet utile dû à l'action du jet d'air, ce qui donne

$$V'H = \frac{PV^2}{2g} - (P+P') \frac{V''^2}{2g}.$$

Cet effet utile,  $\frac{PV^2}{2g}$  demeurant constant, sera d'autant plus considérable, que la vitesse  $V''$  du mélange sera plus petite, ou que la section de l'orifice de sortie du conduit par lequel l'air pénètre dans l'atmosphère extérieure, sera plus grande, pourvu que le courant sortant, occupe toute cette section.

Il est clair qu'en prenant l'air qui alimente le jet, sur la masse d'air vicié qui vient subir l'action de celui-ci, et non dans l'atmosphère extérieure, la vitesse de sortie  $V''$ , sera plus petite, pour une même section de l'orifice de sortie, et l'effet utile  $V'H$ , plus grand.

D'autre part, la force vive du jet d'air,  $\frac{PV^2}{2g}$ , peut conserver la même valeur en imprimant une grande vitesse à une petite quantité d'air, ou en imprimant une faible vitesse à une grande quantité de ce fluide, et nous avons vu que cette force vive était une fraction du travail nécessaire pour alimenter le réservoir d'où cet air s'échappe, d'autant plus petite que la vitesse du jet était plus grande ou la tension dans ce réservoir, plus élevée. Il faudra donc constituer le jet de la plus grande quantité d'air possible, pour obtenir le maximum d'effet utile du travail dépensé et, par conséquent, le former de la totalité de l'air vicié qui traverse les travaux souterrains.



On peut donc poser le principe suivant :

*Pour obtenir, d'une certaine quantité de travail dépensé, le maximum d'effet utile, dans la ventilation par insufflation d'air, il faut :*

*1° Que l'air qui constitue le jet soit puisé dans l'air vicié dont on veut produire l'évacuation ;*

*2° Que ce jet soit composé de la totalité de l'air vicié que l'on veut expulser.*

Un appareil de ventilation qui serait établi dans ces conditions de maximum d'effet utile, ne serait pas autre chose que le ventilateur de M. Guibal réduit à sa cheminée évasée dans laquelle on ferait pénétrer par une impulsion continue tout l'air que l'on veut tirer d'une mine avec la vitesse ou la force vive correspondante à la dépression sous laquelle cet air peut être appelé de la mine. On renoncerait ainsi à la part d'action dépendante de la force centrifuge qui, dans l'appareil de M. Guibal, agit conjointement avec la force vive et produit à peu près intégralement la dépression théorique correspondante à la vitesse de rotation et au diamètre du ventilateur. L'appareil ainsi transformé à l'aide d'une disposition mécanique quelconque, serait évidemment bien moins efficace que celui qui présente l'avantage de posséder un moyen d'action supplémentaire susceptible de produire économiquement un grand effet sur la ventilation. Si M. Guibal, dans son ventilateur, a fait concourir la force vive de l'air qui abandonne l'appareil, à la production de l'effet utile, c'est que cette force vive existait en vertu même de la nature de cet appareil, et qu'il valait mieux en utiliser une partie plus ou moins considérable que la perdre tout à fait ; jamais il n'aurait songé à la produire pour la transformer ensuite en travail utile, si elle n'avait pas préexisté, car les remous et les résistances de frottement dus aux grandes vitesses, en absorbent toujours une partie plus ou moins considérable qui est perdue pour l'effet utile, comme on a pu s'en convaincre par les expériences que nous avons rapportées sur les effets obtenus de ce mode d'action sur la ventilation.

Pour résumer en quelques mots notre opinion sur ce moyen de ventiler les mines ou les établissements publics et particuliers, nous dirons que comprimer de l'air dans un réservoir

pour qu'il s'en échappe avec vitesse, ou lui communiquer directement cette vitesse, pour appliquer ensuite la force vive dont il est animé, à la production d'une ventilation, n'est pas plus rationnel que d'élever de l'eau à l'aide d'une machine à vapeur, pour employer cette eau à mettre en mouvement une roue hydraulique, même lorsque l'application du jet d'air propulseur se fait dans les conditions de maximum d'effet utile que nous avons indiquées.

La plupart des essais de ventilation par ce procédé ont consisté jusqu'à présent, à lancer un jet d'air à haute pression, dans une grande masse d'air qu'il devait entraîner, mais on n'y a trouvé que des mécomptes. Il en devait être ainsi, principalement dans les mauvaises conditions d'effet utile qui correspondent à l'emploi des hautes pressions, et il convient, dès aujourd'hui, d'abandonner toutes les recherches dans cette voie, car elles ne peuvent conduire à aucun résultat avantageux. Pour ce motif, nous ne nous en occuperons pas davantage.

### *2° Ventilation par jets de vapeur.*

Antérieurement à l'insufflation de l'air, on a employé les jets de vapeur, en les utilisant tantôt par leur force vive seulement, à l'orifice des puits d'aérage, tantôt par leur force vive et par l'échauffement qu'ils produisent dans la colonne d'air que contient ce puits, en les plaçant à la partie inférieure de cette colonne ; dans ce dernier cas, ils agissent à la fois comme les jets d'air et comme les foyers.

Examinons d'abord le premier mode de fonctionnement :  
 Soient :  $Q$  la tension, en kil. par  $m^2$ , dans le réservoir d'où la vapeur s'échappe ;  
 $p$  le poids du mètre cube de cette vapeur ;  
 $H$  la hauteur de la colonne liquide de même densité que la vapeur, à laquelle la tension  $Q$  correspond ;  
 $Q'$  la tension extérieure, ou la tension du milieu dans lequel s'échappe la vapeur ;  
 $H'$  la hauteur de la colonne de poids  $p$  par mètre cube, qui correspond à la tension  $Q'$  ;

S la section de l'orifice d'échappement de la vapeur ;  
V la vitesse de sortie.

On aura d'abord :  $Q = pH$  ;  $Q' = pH'$  ;  $V^2 = 2g (H - H')$  ;

$$\text{d'où} \quad V^2 = \frac{2g}{p}(Q - Q').$$

Si P représente le poids de vapeur qui s'écoule par seconde, la force vive disponible pour chacune des secondes qui se suivent, sera :  $\frac{PV^2}{2g} = \frac{P \cdot 2g}{2gp}(Q - Q') = \frac{P}{p}(Q - Q')$  :

Mais le poids P est égal à  $VS_p$ , donc :

$$\frac{PV^2}{2g} = VS(Q - Q').$$

Cette force vive est donc égale au produit du volume de vapeur dépensée, par la différence des tensions dans le réservoir d'où cette vapeur s'échappe et dans le milieu au sein duquel elle se précipite. Dans le cas qui nous occupe, ce milieu est le courant d'air qui se meut dans le puits d'aérage et sa tension est, très approximativement, celle de l'atmosphère.

Or ce produit représente également le travail absolu que le même volume de vapeur à la même tension, transmettrait, sous pression pleine, à un piston qui serait en communication par une face avec le réservoir, et avec l'atmosphère extérieure par l'autre face, comme dans les machines à haute ou moyenne pression, sans détente ni condensation. C'est donc là le maximum de travail que l'on peut tirer d'un jet de vapeur, et pour que ce travail fut utilisé entièrement, il faudrait qu'il ne résultât aucune résistance passive de ce mode d'action de la vapeur sur l'air, que l'on retrouvât, dans le mélange d'air et de vapeur, la totalité de la force vive que possédait la vapeur en s'échappant et que l'on pût transformer toute cette force vive du mélange en travail de ventilation.

Quand on applique à un bon appareil mécanique de ventilation, une machine à longue détente et à condensation, c'est-à-dire utilisant dans une plus large mesure que celle que nous venons d'indiquer, le travail de la vapeur à pression pleine et y ajoutant son travail à détente, il est possible, pratiquement, d'obtenir d'un volume donné de vapeur, un effet utile en air

extrait de la mine, égal au travail sans détente ni condensation que nous venons de trouver comme représentant l'effet maximum d'un jet de vapeur. Ainsi, un bon appareil mécanique de ventilation équivaut, au moins, à un jet de vapeur qui transmettrait au courant sortant d'une mine, la totalité du travail qu'il possède à l'état de force vive ; mais cette transmission intégrale de travail est bien loin de s'effectuer dans la pratique.

D'autre part, la force vive ainsi emmagasinée par un jet de vapeur qui contient une certaine quantité de chaleur qu'il a fallu dépenser pour le produire, est extrêmement variable avec la tension de la vapeur qui le constitue. Ainsi, par exemple, 1<sup>kil</sup> de vapeur à 1<sup>atm</sup>,5 de tension absolue, contient, d'après M. Regnault, environ 640 calories de chaleur totale et le même poids de vapeur, à la tension absolue de 5<sup>atm</sup>, contient environ 653 calories ; leurs chaleurs totales sont donc, comme  $640 : 653 = 1 : 1,020$ .

Les volumes de ce même poids de vapeur à deux tensions différentes sont respectivement de 1<sup>m³</sup>,150 et de 0<sup>m³</sup>,387, et les travaux à pression pleine qui représentent les forces vives des jets qui peuvent résulter de l'échappement de cette vapeur, dans l'atmosphère, sont respectivement :

Pour le jet de vapeur à 1<sup>atm</sup>,5,  
 $1^{\text{m}^3}150.10333\text{kil}(1^{\text{atm}},50 - 1^{\text{atm}}) = 5941\text{km};$

Pour le jet de vapeur à 5<sup>atm</sup>,  
 $0^{\text{m}^3},387.10333\text{kil}(5^{\text{atm}} - 1^{\text{atm}}) = 15995\text{km}.$

Les travaux disponibles et applicables à la ventilation par entraînement de l'air, seraient donc dans le rapport de  $5941 : 15995 = 1 : 2,692$  ; tandis que le rapport des quantités de chaleur que ces mêmes poids de vapeur ont emportées du foyer ne sont que dans le rapport de 1 à 1,020.

Il y a donc un bénéfice considérable à employer les jets à haute pression ; à une tension peu supérieure à la tension atmosphérique extérieure, le travail disponible de ces jets devient insignifiant comparativement à la chaleur dépensée, même dans l'hypothèse où il serait entièrement utilisé.

Ce résultat est inverse de celui auquel nous sommes arrivés relativement aux jets d'air qui peuvent fournir d'autant plus

d'utilité pour une quantité de travail ou de chaleur dépensée, qu'ils se produisent à plus basse tension.

A priori et dans l'hypothèse où la force vive des jets fluides serait intégralement appliquée à l'entraînement des courants ventilateurs des mines, le jet de vapeur semble devoir être préféré au jet d'air, parce que ce dernier ne peut représenter qu'une partie plus ou moins considérable, suivant la perfection des appareils employés, du travail que la vapeur doit produire pour le former, même en réduisant ce travail de la vapeur à la fraction que le jet pourrait emmagasiner si celle-ci s'échappait directement de la chaudière dans l'atmosphère; mais la question présente encore une autre face qui fait pencher la balance en faveur du jet de vapeur, d'une façon plus prononcée. En transportant ce jet de la partie supérieure du puits d'aérage, à sa partie inférieure, il peut, après avoir agi mécaniquement sur l'air vicié de la mine, être appliqué à l'échauffement de la colonne montante sur toute la hauteur du puits et produire ainsi un effet utile supplémentaire, à la façon des foyers.

Lorsque de la vapeur à haute température pénètre ainsi dans une masse d'air à une température beaucoup moins élevée, elle se condense d'abord en partie, celle qui ne se condense pas baissant à la fois de tension et de température. La partie condensée abandonne sa chaleur de vaporisation qui sert à élever la température de l'air environnant et, au bout d'un temps très court, il ne reste qu'un mélange d'air et de vapeur à une température uniforme plus ou moins élevée et une certaine quantité d'eau à la même température provenant de la vapeur condensée.

Dans les puits d'aérage, après la production rapide de ce phénomène, dans la région placée immédiatement au-dessus de l'orifice par lequel s'échappe le jet, le refroidissement du mélange et la condensation d'une partie de la vapeur qu'il contient, se continuent jusqu'à l'orifice supérieur de ce puits, avec d'autant plus de rapidité que ce dernier est plus humide, ou que ses parois laissent passer plus d'eau provenant des terrains environnants. Le même phénomène se produit, du reste, avec les foyers, mais il en résulte toujours, dans les deux cas, une

diminution considérable de la densité de la colonne montante et un accroissement des causes de mouvement de l'air dans les travaux.

La recherche de l'accroissement des causes de ventilation par l'échauffement de la colonne montante à l'aide de ce procédé, présente des difficultés insurmontables dans l'état actuel de la science, mais on peut préjuger que l'action des foyers est plus favorable. En effet, l'air vicié venant de la mine, se dilate sous l'action de la vapeur comme sous l'action du foyer ; la quantité considérable de vapeur qui ne se condense pas et celle qui conserve l'état vésiculaire, augmentent encore le volume qui doit s'élever dans le puits, relativement au volume d'air qui balaie la mine, et la résistance au mouvement sur la hauteur de ce puits, plus rapidement que ne ferait l'action d'un foyer qui ne produirait que l'accroissement de volume correspondant à l'accroissement de température de l'air ; puis la condensation de la vapeur, d'abord considérable au point d'échappement et plus lente à mesure qu'elle se rapproche de l'orifice du puits, occasionne dans celui-ci une sorte de pluie continue qui agit sur la colonne montante en sens inverse de son mouvement et la refoule. Toutes ces causes de diminution d'effet utile, assimilables à des résistances passives, rendent évidemment ce procédé d'échauffement de la colonne montante, moins avantageux que le foyer et doivent faire baisser dans une proportion considérable, la limite de température moyenne dans le puits d'aérage, au-delà de laquelle un accroissement nouveau de température devient plus nuisible qu'utile, comme nous l'avons démontré dans le chapitre consacré à l'examen de la ventilation par les foyers.

Pour donner une idée approximative de l'accroissement d'énergie de la ventilation, sous l'action de l'accroissement de température de la colonne montante par injection de vapeur, il faudrait évidemment connaître : la fraction du jet qui se condense et abandonne sa chaleur de vaporisation pour élever la température de l'air auquel elle se mélange ; la fraction qui ne se condense qu'en partie et qui conserve cet état de demi-condensation sous lequel elle obscurcit les puits d'aérage et s'op-

pose à toute espèce de manœuvre dans ces puits, selon que l'expérience l'a démontré; la loi de décroissement de la température du bas en haut des puits et l'influence du degré d'humidité de ceux-ci; enfin il faudrait une appréciation, par voie d'expérience, de l'influence retardatrice de cette pluie continue résultant de la condensation des vapeurs à toutes les hauteurs dans les puits d'aérage, par suite du refroidissement progressif du mélange d'air et de vapeur à mesure qu'il s'élève.

Nous sommes loin de posséder tous ces éléments d'appréciation, ce qui rend impossible une exposition quelque peu rationnelle de la théorie de la ventilation par ce procédé, et les occasions d'observer ces phénomènes deviennent de plus en plus rares, au moins en Belgique.

En Angleterre, il existe encore quelques mines où l'on verse dans les puits d'aérage, les vapeurs d'échappement des machines motrices placées au bas de ces puits, en même temps que les produits de la combustion sous les chaudières, et partout l'effet de cette injection semble avoir été favorable à la ventilation; mais les documents publiés sur ces questions sont très peu explicites et il est impossible d'en tirer les éléments d'une théorie quelconque; il faut se contenter de l'indication générale que le déversement des vapeurs de décharge des machines, dans les puits d'aérage, a augmenté le volume d'air qui circulait dans les travaux.

Quoi qu'il en soit, les avantages de cette méthode de ventilation, malgré sa simplicité tout à fait élémentaire et la sécurité absolue qu'elle offre au point de vue de l'inflammation des gaz explosibles, n'ont paru nulle part suffisants pour la faire adopter dans les nouveaux aménagements de sièges d'exploitation, et partout où elle n'est pas la conséquence obligée de l'installation de machines motrices au bas ou dans le voisinage des puits d'aérage, on l'abandonne pour lui substituer l'action des bons ventilateurs modernes.

*Observations pratiques sur l'action mécanique des jets de vapeur.*

Les expériences sur l'effet utile que peuvent produire les jets de vapeur placés à la partie supérieure des puits d'aérage et n'agissant que par communication à la masse d'air environ-

nante, d'une fraction plus ou moins grande de la force vive dont ils sont animés, n'ont été, jusqu'à présent, ni assez nombreuses ni organisées dans des conditions assez variées, pour que l'on ait pu en déduire les lois suivant lesquelles s'accomplit cette communication de mouvement aux masses d'air souvent considérables que l'on est obligé d'extraire des mines ; mais elles ont été faites avec plus de soin relativement au tirage que ces jets de vapeur peuvent produire dans les foyers des locomotives. Comme le mode d'action et les effets produits sont à peu près les mêmes dans les deux cas, nous rappellerons quelques-uns des résultats principaux auxquels sont arrivés deux ingénieurs du chemin de fer du Nord, en France, MM. Nozo et Geoffroy, dans une série d'expériences sur le tirage que la décharge de vapeur dans l'axe des cheminées de locomotives produit dans les différentes circonstances qui peuvent se présenter. D'autres expériences faites antérieurement par M. Zeuner, professeur à Zurich, avaient conduit à peu près aux mêmes résultats.

D'après M. Zeuner, la longueur de la cheminée dans l'axe de laquelle on décharge la vapeur, par l'intermédiaire d'une buse ou tuyère, paraît sans influence sur l'énergie du tirage, tant que la longueur de cette cheminée n'est pas plus petite que le triple de son diamètre; au-dessous de cette limite inférieure de longueur, le jet de vapeur n'en occupe pas toute la section avant d'arriver dans l'atmosphère extérieure, et n'empêche pas l'air du dehors de rentrer et de faire disparaître la dépression au bas de la cheminée, que le jet de vapeur devait produire.

D'un autre côté, quand la longueur de la cheminée est trop grande, il paraît en résulter un accroissement de résistance qui diminue le tirage. Les longueurs des cheminées des locomotives ordinaires sont généralement comprises entre ces limites extrêmes et peuvent, par conséquent, varier sans inconvénient entre les mêmes limites.

Dans des expériences faites sur l'effet des jets de vapeur placés dans l'axe d'une cheminée appuyée sur une caisse dans laquelle on pouvait, à volonté, laisser entrer l'air extérieur, ou



supprimer cette entrée, M. Zeuner a été conduit aux conséquences que voici :

L'excès de pression de la vapeur sur la tension atmosphérique variant de  $\frac{1}{4}$  en  $\frac{1}{4}$  d'atmosphère depuis  $\frac{1}{4}$  jusqu'à  $2^{\text{me}}$  pour une tuyère de 0<sup>m</sup>,010 de diamètre, et depuis  $\frac{1}{4}$  jusqu'à  $1\frac{3}{4}$  atm. pour une tuyère de 0<sup>m</sup>,014 de diamètre, et le rapport des sections de la cheminée et de la tuyère ayant varié depuis 225 jusqu'à 8, la dépression dans la caisse fermée croît proportionnellement à l'excès de la pression de la vapeur sur la pression atmosphérique. Dans la caisse ouverte, lorsque l'air extérieur y pénètre et s'échappe par la cheminée avec la vapeur, la dépression varie suivant la même loi.

La dépression dans la caisse dépend, non de la valeur absolue des sections de l'orifice d'entrée de l'air dans cette caisse, de la cheminée et de la tuyère, mais des rapports qui existent, d'une part, entre la section d'entrée de l'air et la section de la tuyère, et d'autre part, entre la section de la cheminée et celle de la tuyère :

Si on représente par  $n$  le rapport entre la section  $S$  de l'entrée de l'air et la section  $s$  de la tuyère ;  
 $m$  le rapport entre la section  $S'$  de la cheminée et celle de cette tuyère ;  
 $d$  la dépression.

$$\text{On a } n = \frac{S}{s} \text{ et } m = \frac{S'}{s}.$$

Et si l'on fait  $n = 8, 16, 32, 64$ , les valeurs correspondantes de  $m$  qui rendront  $d$  maximum seront respectivement :

$$m = 12, 26, 46, 91.$$

Enfin  $d$  diminue d'autant plus rapidement lorsque  $n$  augmente, que  $m$  est plus petit.

Il a trouvé, de plus, que la quantité d'air appelée dans la caisse varie proportionnellement à la racine carrée de l'excès de tension du jet, sur la pression atmosphérique ; qu'à chaque valeur de  $n$  correspond une valeur de  $m$  pour laquelle le volume d'air aspiré est un maximum ; que cette valeur de  $m$

croît avec  $n$  et paraît indépendante de la tension de la décharge; qu'enfin l'étendue de la section  $S$  a une influence limitée sur le tirage, celui-ci croissant d'abord proportionnellement à cette ouverture, puis moins rapidement jusqu'à ne plus éprouver de variation. Ainsi pour  $m = 8$  et 16 qui sont les valeurs les plus caractéristiques, dans ces expériences, la masse d'air appelée, ou le tirage, cesse d'augmenter avec  $n$  à partir de  $n = 2m$ .

Les expériences de MM. Nozo et Geoffroy ont conduit aux résultats suivants :

1° Une cheminée de section donnée produit le tirage maximum lorsque sa hauteur est égale à sept fois son diamètre, quelles que soient les sections de la cheminée et du jet de vapeur et la tension de la vapeur qui s'échappe.

2° Il est inutile d'évaser la partie inférieure de la cheminée.

3° La distance de l'orifice de la tuyère, à l'entrée de la cheminée, n'a pas d'influence sensible jusqu'à une certaine limite qui dépend exclusivement du diamètre de la cheminée ; elle ne doit pas dépasser le triple de ce diamètre. Une plus grande distance diminue le tirage. De plus, la tension de la vapeur est sans influence sur cette distance.

4° La pénétration de la tuyère dans la cheminée est aussi sans influence marquée pourvu que cette pénétration ne dépasse pas le double du diamètre de cette cheminée ; au-delà de cette limite le tirage diminue, toutes choses égales d'ailleurs, ce que les expérimentateurs attribuent à la trop grande diminution de longueur de la partie utile de la cheminée qui rentre alors dans la catégorie des cheminées trop courtes.

5° A chaque tension du jet, correspond un tirage proportionnel aux sections, tant du passage de l'air que de la tuyère et de la cheminée, et ce tirage est sensiblement constant, tant que les relations entre les sections restent les mêmes.

6° Pour une même section d'arrivée de l'air, une même section de tuyère, et pour une cheminée dont la hauteur égale six à huit fois le diamètre, il existe une section de cheminée qui donne le maximum de tirage.

7° Une même masse de vapeur dépensée dans le même temps sous différentes tensions, c'est-à-dire avec différentes sections

de tuyères, et avec la cheminée la plus favorable relativement à chacune de ces sections, produit un appel proportionnel à la tension ; par conséquent d'autant plus considérable que la section de la tuyère est plus petite, ou la vitesse de décharge plus grande.

8° Une tuyère à plusieurs orifices versant la vapeur dans une cheminée formée d'autant de tubes, devra appeler sous la même dépression une quantité d'air égale à celle qu'appellerait une tuyère unique d'une section égale à la somme des sections partielles, appliquée à une cheminée unique d'une section égale à l'ensemble des sections de la cheminée tubulaire ; avec cet avantage, qu'il suffit de donner aux tubes une hauteur égale à 6 ou 8 fois leur diamètre.

On peut donc, sans perte, diminuer la hauteur des cheminées, en les faisant tubulaires.

9° La position de la cheminée paraît sans influence sur le tirage que produit le jet de vapeur. Toutes choses égales d'ailleurs, un jet produit le même tirage que la cheminée soit verticale ou couchée horizontalement.

10° Pour une tuyère de 0<sup>m</sup>10, les dépressions les plus fortes ont été obtenues avec une cheminée de 0<sup>m</sup>,48 de diamètre et d'une longueur de 3<sup>m</sup>,50.

---

La plupart de ces conséquences sont évidemment applicables à l'emploi des jets de vapeur pour la ventilation des mines, mais elles ne sont pas assez explicites en ce qui concerne le poids de vapeur qu'il faudrait dépenser pour tirer d'une mine un volume d'air donné sous une dépression déterminée. De plus, les expériences qui les ont fournies n'ont point été faites au point de vue de cette application ; les cheminées de locomotives ne peuvent être allongées au delà d'une certaine limite ; elles sont cylindriques et se terminent sans évasement, en abandonnant le mélange d'air et de vapeur encore animé d'une grande vitesse et d'une grande force vive qui est perdue pour l'effet utile. Dans l'application des jets de vapeur à la ventilation des mines, même lorsque l'appareil propulseur est placé à la partie supérieure du puits d'aérage, rien n'empêcherait de donner aux

tuyaux dans lesquels on lance la vapeur, la forme la mieux appropriée à l'effet utile, quelque longueur qu'il faille donner pour cela à ces tuyaux ; ainsi on pourrait, à partir du point où le mélange de vapeur et d'air est devenu intime et occupe toute la section du tuyau, prolonger celui-ci sous une forme évasée, telle que le courant en occupât continuellement toute la section et ne fût plus abandonné qu'après avoir été dépouillé de la majeure partie de la force vive dont il était animé, comme dans la cheminée du ventilateur de M. Guibal.

La question n'a jamais été étudiée sous ce point de vue et dans les essais faits jusqu'à ce jour sur ce procédé de ventilation, on a perdu un travail considérable en remous, en force vive inutilement imprimée et par l'accroissement de résistance que l'air vicié de la mine devait rencontrer dans son passage rapide à travers les tuyaux dans lesquels on produisait les jets de vapeur ; aussi, tant pour ces motifs que pour d'autres mal analysés, on n'a tiré de la vapeur ainsi employée qu'un effet utile insignifiant. La plupart des expériences dont nous avons pu avoir connaissance sur le travail utile correspondant à un degré de ventilation déterminé et sur la quantité de vapeur dépensée pour produire cette ventilation, n'ont pas fourni un effet utile supérieur à 5 ou 6 p. c. du travail que le même poids de vapeur aurait pu produire dans une machine ordinaire. Un semblable résultat était peu propre à encourager les essais dans cette voie.

Quant à l'extension que l'on a donnée au procédé, dans quelques circonstances particulières, en plaçant l'appareil propulseur au bas des puits d'aérage, pour ajouter l'action de l'échauffement de la colonne montante à l'action mécanique des jets, nous possédons encore moins de renseignements précis sur la valeur effective de ses effets, que sur les effets de l'action mécanique isolée. Les renseignements vagues et peu concordants que nous avons rencontrés dans diverses publications, sont bien loin de permettre un simple essai de théorie de la ventilation par les deux modes d'action de la vapeur réunis. Tout ce que nous en savons, c'est que l'échauffement de la colonne a augmenté dans une certaine mesure les effets de la pro-

pulsion mécanique de la vapeur, mais nous sommes loin de pouvoir assigner a priori la valeur effective de cet accroissement d'action dans des circonstances déterminées ; il nous manque, pour cela, trop d'éléments d'appréciation. Néanmoins, un fait pratique semble surgir de tous les essais, en quantité considérable, qui ont été faits sur ce mode de ventilation : on l'abandonne partout où l'on a besoin d'une ventilation énergique et où les résistances au mouvement de l'air sont considérables, pour ne le conserver que dans les circonstances où l'on a un puits d'aérage qui ne sert à aucun autre usage et au pied duquel se trouve une machine motrice pour les autres besoins de l'exploitation ; on verse alors à la fois, dans ce puits, les vapeurs de décharge de la machine et les produits de la combustion sous les chaudières, et quand on réalise ainsi une ventilation suffisante, il est clair qu'elle est obtenue dans les meilleures conditions économiques possibles. Lorsque l'on n'a pas de machine motrice au fond, on arrive à un meilleur résultat et avec moins de frais, en plaçant à l'orifice du puits d'aérage un des bons appareils modernes de ventilation.

## CHAPITRE NEUVIÈME.

### CONCLUSIONS GÉNÉRALES.



La rapidité avec laquelle le travail nécessaire pour ventiler les mines, augmente à mesure que le volume d'air qui doit assainir les travaux, devient plus considérable, peut faire pressentir, dès aujourd'hui, qu'à mesure que les exploitations deviendront plus profondes, plus développées et exigeront de plus grands volumes d'air pour que les travailleurs puissent y séjourner avec sécurité, il faudra rechercher les moyens de produire ces ventilations puissantes, non dans un accroissement indéfini de la dépression à l'orifice des puits d'aérage, mais dans l'élargissement et la régularité des revêtements des puits et des galeries dans lesquels circulent les courants principaux qui précèdent et qui suivent les courants subdivisés. Ainsi, en élargissant les conduits d'une exploitation dans laquelle circulent 15 mètres cubes d'air sous une dépression de 60 millimètres d'eau, au point de rendre possible la circulation de 30 mètres cubes d'air dans les mêmes travaux, sous la même dépression, le travail, effet utile, qu'il faudrait produire dans ces nouvelles conditions, ne serait, théoriquement, que le double du travail qui était nécessaire dans les premières; de plus, l'effet utile de tous les appareils mécaniques de ventilation, croissant à mesure que la mine leur fournit plus d'air sous la même dépression, le travail pratique dont il faudrait faire les frais, serait encore loin d'être double, pour ce doublement effectif de la ventilation sans accroissement de dépression. Si, au contraire, on procédait par voie d'accroissement de la dépression, sans modifier la section des conduits souterrains, cette dépression devrait s'élever de 60 millimètres à 240 et le travail de ventilation utile

deviendrait 8 fois plus considérable que dans les conditions primitives de ventilation.

L'élargissement des conduits, pour réaliser le premier résultat, ne serait pas aussi considérable, qu'il peut le paraître a priori.

Il suffirait, pour arriver à ce résultat que, dans chacun des conduits dans lesquels l'air circule, le volume débité fût doublé sans que la dépression correspondante reçût d'augmentation.

Représentons par  $L$  la longueur de l'un quelconque de ces conduits ;

$V$  la vitesse de l'air, correspondante au débit de 15 mètres cubes dans ce conduit ;

$S$  la section de la même galerie ;

$P$  le périmètre de cette section.

La dépression  $h$  correspondante, sera, d'après l'expression connue :

$$h = n \frac{LV^2P}{S}.$$

Si la section passe de  $S$  à  $S'$ , la vitesse de  $V$  à  $V'$  et le périmètre de  $P$  à  $P'$ , pour un volume d'air double, on aura :

$$h' = n \frac{LV'^2P'}{S'}.$$

La dépression devant rester constante, il viendra :

$$n \frac{LV^2P}{S} = n \frac{LV'^2P'}{S'}; \text{ d'où } \frac{PV^2}{S} = \frac{P'V'^2}{S'}. \quad (1)$$

Mais  $2VS = V'S'$ , puisque la ventilation doit être doublée ; d'où  $V'^2 = \frac{4V^2S^2}{S'^2}$  ; et pour des figures semblables on a

$$P^2 : P'^2 = S : S' ; \text{ d'où } S' = S \frac{P'^2}{P^2}, \text{ et } S'^2 = S^2 \frac{P'^4}{P^4}.$$

En substituant à  $V'^2$  et à  $S'^2$ , ces nouvelles valeurs, dans l'équation (1), on trouve d'abord :

$$\frac{PV^2}{S} = \frac{P'}{S'} \times 4 \frac{V^2S^2}{S'^2} ; \text{ ou } PS'^2 = 4 P'S^2,$$

$$\text{puis } PS^3 \frac{P'^6}{P^6} = 4 P'S^3; \text{ d'où } P'^3 = 4 P^3,$$

$$\text{et } P' = P \sqrt[3]{4} = 1,32. P.$$

Ainsi, il suffirait dans cette mine, pour passer d'une ventilation de 15 mètres cubes à une ventilation de 30 mètres cubes. sans qu'il fût nécessaire d'augmenter la dépression, qui est de 60 millimètres d'eau, d'élargir tous les conduits dans lesquels l'air circule, de façon que les dimensions linéaires de leurs sections, sous la même forme, fussent augmentées dans le rapport de 1 à 1,32. Si, dans cet élargissement, on modifiait la forme de ces conduits pour les rapprocher des formes circulaire ou carrée, qui présentent moins de résistance au mouvement de l'air, puisque ce sont des formes de moindre périmètre pour une section donnée, on pourrait encore réduire cet agrandissement.

Il y a donc un avantage considérable à procéder par voie d'élargissement des galeries plutôt que par voie d'augmentation de la dépression, lorsque l'on veut accroître l'énergie de la ventilation, pour assainir des travaux qui prennent progressivement un grand développement. Il y a aussi une considération pratique qui ne fait qu'augmenter la nécessité d'adopter le premier procédé au lieu du second; c'est que sous les fortes dépressions, le sol et les portes mal fermées laissent rentrer dans le haut du puits d'aérage et dans la galerie qui met celui-ci en communication avec l'appareil de ventilation, une quantité d'air assez considérable qui se rend directement au ventilateur et accroît son travail sans passer dans les travaux. Lorsque le puits de descente et le puits de sortie de l'air sont voisins, il se produit de semblables filtrations du premier dans le second et le même phénomène se manifeste encore entre les galeries d'arrivée et les galeries de retour d'air vers le puits d'aérage; de sorte qu'il y a généralement entre le volume d'air que débite un ventilateur et le volume qui parcourt utilement les travaux, une différence qui augmente avec la dépression et que l'on a souvent trouvée de plus de 50 pour cent du volume débité par le ventilateur.



On voit, d'après cela, que ces fortes dépressions, et nous désignons ainsi celles qui s'élèvent à 200 ou 250 millimètres d'eau et au-delà, tendent à neutraliser elles-mêmes une grande partie des bons effets qu'elles sont destinées à produire et, pour ce motif en même temps qu'à cause de l'énorme travail qu'elles obligent à dépenser pour produire une ventilation énergique, nous pensons que l'on aura grand intérêt à les éviter de plus en plus. Dans les exploitations futures, on n'hésitera pas à faire les dépenses d'établissement des larges puits et galeries principales nécessaires à une bonne ventilation, sans dépasser une dépression de 120 à 150 millimètres d'eau, par exemple, pour le plus grand développement que les travaux d'exploitation puissent y recevoir, et il est probable que c'est par l'emploi de ce procédé et non par l'adoption de dépressions supérieures à celles que produisent aujourd'hui nos bons appareils de ventilation, que l'on trouvera, dans l'avenir, la possibilité de ventiler convenablement les vastes exploitations.

---

Quant aux moyens de produire les dépressions nécessaires au mouvement de l'air dans les mines, ils sont, comme on a pu le voir dans cet ouvrage, assez nombreux, et l'ingénieur n'a que l'embarras du choix ; mais ce choix doit être judicieux.

L'insufflation de l'air doit être rejetée *a priori*.

Les foyers et les jets de vapeur, excepté dans quelques circonstances très rares que nous avons indiquées, semblent avoir fait leur temps et devoir définitivement céder la place aux machines.

Tous les appareils mécaniques qui laissent libre la communication entre la mine et l'atmosphère extérieure, quand ils sont arrêtés, et qui agissent par l'action de la force centrifuge ou de l'impulsion directe, comme les ventilateurs à force centrifuge seulement, à force centrifuge et à impulsion directe et les vis pneumatiques, peuvent être considérés comme destinés au même sort commun, c'est-à-dire à l'abandon définitif, quoique certains d'entre eux soient supérieurs aux autres, à cause de l'importante perte de travail qu'ils entraînent par suite de la vitesse relativement considérable qu'ils impriment à l'air qui

les abandonne, et de la rapidité du mouvement de rotation qu'il est nécessaire de leur imprimer pour arriver simplement aux dépressions ordinaires. Nous en dirons autant de tous les appareils assez nombreux qui reposent sur les mêmes principes d'action, que l'on a, tour à tour, préconisés dans ces dernières années, et dont nous n'avons pas parlé dans cet ouvrage, parce que les notions théoriques que nous avons exposées concernant les principaux types de cette grande famille de ventilateurs, sont applicables à tous leurs dérivés et suffisent pour les juger.

Parmi tous ces ventilateurs qui laissent libre, la communication entre la mine et l'atmosphère extérieure, quand ils sont arrêtés, un seul paraît devoir survivre à tous les autres; c'est le ventilateur à force centrifuge et à utilisation de la force vive de l'air qui s'échappe à sa circonférence, dont le type le plus parfait est celui qu'a adopté M. Guibal. Irréprochable au point de vue théorique, quand il est judicieusement établi, d'une simplicité de construction tout à fait élémentaire, peu susceptible de dérangements, n'entraînant que des frais d'entretien d'une faible importance, produisant la même dépression que les autres sans qu'il faille lui imprimer une vitesse de rotation aussi rapide, et fournissant pratiquement un bon effet utile relativement au travail moteur qu'il exige, surtout quand la mine possède un bon tempérament ou lui livre beaucoup d'air sous la dépression qu'il crée, ce ventilateur présente tous les caractères d'un bon appareil d'industrie et nous paraît destiné à fournir une longue et utile carrière.

Quelques mécaniciens ont essayé d'arriver aux mêmes résultats en multipliant les conduits évasés dans lesquels peut s'opérer l'utilisation du travail que possède l'air en s'échappant à la circonférence des ventilateurs ordinaires à ailes courbes ou planes; ils ont placé sur tout le pourtour de ces ventilateurs, des conduits évasés, de même largeur, séparés par de simples cloisons métalliques et d'un assez faible développement. L'air abandonne ainsi la partie mobile de l'appareil par toute sa circonférence et peut restituer au profit de la dépression, une partie du travail qu'il possède; mais les entrées de tous ces

conduits ne sont susceptibles d'aucun règlement pour éviter les remous, la somme de ces ouvertures est généralement beaucoup trop grande pour le volume d'air qu'elles doivent laisser passer, leur section dans tout leur développement est toujours trop grande pour que le courant sortant l'occupe toute entière sur toute leur longueur, et ils sont toujours trop courts pour que l'air qui y pénètre avec une grande vitesse y puisse perdre une partie notable de cette vitesse avant d'arriver dans l'atmosphère extérieure.

Ces dispositions nouvelles présentent donc une infériorité notable relativement à la disposition de M. Guibal et une plus grande complication. A quoi bon multiplier les conduits d'utilisation de la force vive, quand un seul suffit pour les plus grands volumes d'air que l'on puisse extraire des mines? En multipliant les conduits on augmente les frottements, on multiplie outre mesure les difficultés de règlement de leurs entrées et de leurs sorties pour qu'ils deviennent efficaces, et si l'on voulait leur donner un développement suffisant pour que l'air y perdît les trois quarts ou les quatre cinquièmes de sa vitesse, par exemple, comme dans la disposition de M. Guibal, on aboutirait à des difficultés de construction presque insurmontables.

Pour toutes ces raisons, nous regardons le ventilateur de M. Guibal, convenablement établi, comme préférable à tous les autres de cette catégorie, et toute disposition qui s'écartera de ce type pour arriver au même résultat, n'aboutira qu'à la perte d'une partie de ses avantages théoriques et pratiques.

Si, des ventilateurs de cette espèce, où la force vive de l'air joue un rôle très important, nous passons aux ventilateurs à capacité variable dans lesquels elle n'a qu'une importance insignifiante dans la plupart des cas, et dans lesquels la communication entre la mine et l'atmosphère extérieure est suspendue quand l'appareil est arrêté, nous rencontrons une diversité de dispositions possibles, presque indéfinie. Parmi toutes ces dispositions possibles, quelques unes seulement ont été essayées, ce sont les pompes pneumatiques à pistons, la disposition de M. Fabry et celle de M. Lemielle ; quelques autres ont été proposées ou

réalisées sur une petite échelle comme moyen d'en étudier plus facilement les meilleures conditions de fonctionnement.

Les pompes pneumatiques avec pistons ou cloches plongeantes à mouvement rectiligne alternatif, semblent devoir être abandonnées à cause de la fâcheuse influence des soupapes et de l'irrégularité de leur action sur la mine. On ne peut faire disparaître cette irrégularité, dans une certaine mesure, qu'en multipliant les conduits prismatiques formant corps de pompe, et en augmentant ainsi les frais d'établissement, les difficultés de transmission de mouvement aux pistons ou aux cloches et l'espace qu'il faut consacrer à l'appareil ventilateur et à sa machine motrice.

Nous n'avons pu nous procurer de renseignements certains sur l'effet utile de ces appareils quand on leur donne les dimensions considérables qui ont été parfois adoptées en Angleterre pour faire passer dans une mine de très grands volumes d'air, mais le peu d'effet utile que l'on a tiré en Belgique des appareils de dimensions restreintes qui y ont été établis, ne permet guère d'espérer que ces immenses ventilateurs fourniraient un effet utile supérieur à celui de nos meilleurs appareils moins coûteux et moins encombrants, lorsque la mine leur livre de grands volumes d'air sous la dépression qu'ils produisent.

Quant à la disposition de M. Fabry qui, au point de vue théorique d'une construction parfaite, comme toutes celles des appareils à capacités variables, est irréprochable, elle offre un vice pratique inhérent à sa nature et qui l'a fait abandonner toutes les fois qu'il s'agissait de produire une ventilation énergique. C'est le peu d'épaisseur que ses ailes ou dents peuvent recevoir à leur base, à cause de l'espace libre qu'il faut laisser entre les ailes de chacune des roues pour le passage des ailes de l'autre roue. Cette condition inévitable d'établissement entraîne, dans ces ailes, des oscillations qui croissent avec les dépressions, avec la rapidité du mouvement et avec les dimensions de l'appareil, au point qu'il a fallu l'abandonner toutes les fois qu'il s'agissait de produire le degré de ventilation qui est devenu indispensable dans la plupart de nos mines actuelles que le grisou envahit de plus en plus. Pour éviter cet inconvénient

dans les appareils plus grands que ceux qui ont été construits jusqu'aujourd'hui, il aurait fallu laisser un jeu considérable entre les extrémités des ailes et le périmètre des espaces dans lesquels elles doivent passer pour franchir la ligne des centres, et en augmentant ainsi ce jeu, les rentrées d'air seraient devenues énormes et l'appareil serait retombé dans la catégorie des ventilateurs qui ne fournissent que des effets utiles insuffisants.

Il faudra donc, suivant toutes probabilités, renoncer tout à fait à cette disposition, dans un avenir assez prochain.

On voit, d'après cela, qu'au moins pour l'instant, les ingénieurs qui ont résolu d'employer un appareil à capacité variable ayant reçu la sanction de l'expérience, et qui ont de grands volumes d'air à tirer d'une mine, ne peuvent être fort embarrassés du choix, car il ne reste que la disposition de M. Lemielle, qui a été très fréquemment employée dans ces derniers temps pour l'extraction des plus grands volumes qu'il y ait à faire passer dans nos mines. Cette disposition a aujourd'hui ses partisans très convaincus, comme le ventilateur de M. Guibal a les siens, et la lutte semble, en ce moment, se restreindre au choix qu'il convient de faire entre ces deux appareils.

Dans ce combat à armes courtoises et dont l'art de ventiler les mines ne peut que profiter, nous nous rangeons parmi les partisans du ventilateur de M. Guibal et nous allons en exposer les raisons :

Cet appareil est d'une installation plus facile et moins coûteuse que celle du ventilateur de M. Lemielle ; ses frais d'entretien en huile, etc., sont considérablement moindres ; les accidents de rupture et de dérangement y sont extrêmement rares, tandis qu'ils sont assez fréquents dans l'autre appareil quand il fonctionne un peu rapidement. Lorsque le ventilateur de M. Lemielle a travaillé pendant quelques années, il se détériore, les oscillations transversales augmentent sous l'action de la force centrifuge, par suite de l'usure des tourillons, et il faut augmenter le jeu entre les extrémités des ailes et la paroi intérieure de la tonne qui le renferme, ce qui augmente les fuites et diminue son effet utile ; tandis que celui de M. Guibal,

conserve indéfiniment toutes les meilleures conditions d'effet utile, les fuites y étant nulles. Les avantages de celui-ci relativement à son concurrent, croissent donc avec le temps. Quand les deux appareils sont en bon état et tirent d'une mine le volume d'air assez considérable que l'on y fait habituellement passer aujourd'hui, leurs coefficients d'effet utile relativement au travail dépensé, ne sont pas très différents, au moins autant que l'on puisse le préjuger d'après les expériences avec l'anémomètre, si difficiles et si peu exactes quand les courants sont variables comme ceux que produit le ventilateur de M. Lemielle. Du reste une légère différence entre ces coefficients n'aurait, au point de vue des applications, qu'une importance secondaire.

L'objection principale que les partisans du ventilateur de M. Lemielle opposent au ventilateur de M. Guibal, est que la dépression que peut produire ce dernier est limitée par le diamètre qu'il est possible pratiquement de lui donner et par le nombre de tours qu'on peut lui communiquer sans courir les risques de le détériorer par échauffement de ses tourillons ; tandis que, suivant eux, le ventilateur de M. Lemielle est capable de produire une dépression quelconque, ce qui le rendrait plus propre à entretenir la ventilation dans certains cas difficiles, comme celui d'un éboulement qui viendrait à augmenter, dans une forte proportion, les résistances au mouvement de l'air, ou celui d'un développement très considérable des travaux sans modification dans la section des puits et galeries principales.

Examinons cette objection et cherchons, par exemple, de quelle façon se comporteraient deux de ces appareils de même puissance et de même effet utile, placés alternativement sur une même mine, si les résistances au mouvement de l'air venaient à augmenter subitement, d'une quantité considérable.

Supposons :

1° que ces deux ventilateurs puissent prendre alternativement leur vapeur sur la même chaudière timbrée à 4<sup>atm</sup>. au-dessus de la pression atmosphérique ; c'est un cas assez fréquent ;

2° qu'ils débitent, chacun à leur tour, 20 mètres cubes d'air

par seconde sous une dépression de 80 millimètres d'eau; le ventilateur de M. Guibal à la vitesse de 60 tours par minute, celui de M. Lemielle à la vitesse de 16 révolutions dans le même temps, ce qui fait, pour ce dernier, un volume débité de

$$\frac{20.60}{16} = 75 \text{ mètres cubes par révolution, et nous}$$

admettrons ensuite qu'il n'a pas de fuites ce qui est tout à son avantage;

3° que les deux machines fonctionnent sous une pression constante de  $3\frac{1}{2}$  atmosphères effectives, pendant toute la course, et que les variations de tension dans la chaudière, qui peuvent provenir des variations de vitesse qui se produisent dans les ventilateurs, soient sans influence sur la quantité de travail qu'ils reçoivent, les augmentations ou diminutions de vitesse du piston moteur étant compensées par des diminutions ou des augmentations correspondantes dans la tension de la vapeur, et que le coefficient d'effet utile des ventilateurs reste le même à toutes vitesses. Ces suppositions ne sont pas tout à fait exactes, mais elles le sont dans une mesure suffisante pour la comparaison sommaire que nous voulons établir.

Enfin supposons que, dans ces conditions, les résistances de la mine viennent à être quadruplées subitement; c'est-à-dire que pour extraire les 20 mètres cubes d'air par seconde, il faille une dépression de 320 millimètres d'eau au lieu de 80 qui suffisaient en temps ordinaire.

Le ventilateur de M. Guibal, ne recevant plus, à la vitesse de 60 tours, la même quantité d'air qu'auparavant, ne trouvera plus la même résistance à son mouvement, il augmentera de vitesse en augmentant la dépression, et cette augmentation de vitesse se continuera jusqu'à ce que le ventilateur consomme sous la nouvelle vitesse et sous la nouvelle dépression, le même travail qu'auparavant et que la chaudière peut également fournir en dépensant plus de vapeur sous une pression moindre.

Le travail utilisé était primitivement :

$$20^{\text{ms}} \times 80 \text{ k.} = 1600 \text{ km.}$$

Après l'accélération de vitesse, en désignant par V le volume

d'air qui sera extrait et par  $h$  la dépression produite, on aura d'après nos conventions :  $Vh = 1600\text{km}$ .

Mais, dans les nouvelles conditions de résistance de la mine, il faut une dépression de  $320^{\text{mm}}$  d'eau pour obtenir 20 mètres cubes d'air, et l'on aura la proportion :

$$V^2 : 20^2 = h : 320^{\text{mm}};$$

$$\text{d'où } h = 0,8. V^2.$$

En portant cette valeur de  $h$  dans l'équation du travail ci-dessus, il vient :

$$0,8. V^2 = 1600\text{km};$$

$$\text{d'où } V = 12,62 \text{ mètres cubes}$$

$$\text{et } h = 0,8 (12,62)^2 = 127,41 \text{ millimètres d'eau.}$$

D'autre part, dans ces ventilateurs, les dépressions sont proportionnelles aux carrés des nombres de tours, de sorte que si  $N$  représente le nombre de tours que fera celui-ci dans ces nouvelles conditions de marche, on aura :

$$N^2 : (60)^2 = 127^{\text{mm}},61 : 80^{\text{mm}};$$

$$\text{d'où } N = 76 \text{ tours.}$$

Ainsi, après que les résistances au mouvement de l'air auront été subitement quadruplées, ce ventilateur prendrait de lui-même la vitesse de 76 révolutions par minute sous l'action de la vapeur que la chaudière peut fournir régulièrement, et tirerait de la mine 12,62 mètres cubes d'air sous la dépression de 127,41 millimètres d'eau. La chaudière fournirait alors un plus grand volume de vapeur sous une tension plus faible qu'auparavant.

Cette nouvelle condition de marche ne présente rien d'impossible et elle peut certainement être réalisée avec l'appareil de M. Guibal.

---

Passons maintenant à l'examen de la façon dont se comporterait le ventilateur de M. Lemielle, dans les mêmes circonstances.

---

Ce ventilateur faisait primitivement 16 tours par minute et tirait de la mine 75 mètres cubes d'air par tour, sous la dépression moyenne de 80 millimètres d'eau.



Aussitôt qu'il éprouvera un accroissement de résistance, il tournera moins vite et produira une ventilation moindre sous une plus forte dépression. Comme le précédent, il prendra de lui-même une vitessetelle, qu'il consommera, sous cette vitesse, le même travail que précédemment, et il consommera ce même travail quand il engendrera un volume utile de 12,62 mètres cubes par seconde, parce qu'à ce débit correspond la dépression de 127,41 millimètres d'air, et que ce volume, sous cette dépression, représente précisément les 1600<sup>km</sup> de travail utile disponible.

Or, pour engendrer un volume de 12<sup>m³</sup>,62 par seconde, ou de 757<sup>m³</sup>,2 par minute, ce ventilateur doit faire

$$\frac{757,2}{75} = 10,096 \text{ tours,}$$

et, dans ces 10,096 tours, il doit consommer le même travail que primitivement à la vitesse de 16 tours; il faudra donc que la tension utilisée de la vapeur dans le cylindre s'élève dans le rapport de

$$10,096 \text{ à } 16.$$

Cette tension utilisée était, d'après l'hypothèse admise pour le cas de marche ordinaire, de 3  $\frac{1}{2}$  atmosphères effectives; de sorte qu'elle devra s'élever à

$$3^{\text{atm}},5 \cdot \frac{16}{10,096} = 5,54 \text{ atmosphères effectives,}$$

et la chaudière n'est timbrée que pour 4 atmosphères effectives. Cette condition de marche sera donc impossible et le ventilateur Lemielle ne pourra prendre que la vitesse sous laquelle le travail d'une révolution correspondra à une pression effective de 4 atmosphères, en débitant ainsi moins d'air que l'appareil de M. Guibal, et sous une dépression plus faible que ce dernier. Dans ce cas particulier qui ne sort pas des conditions de fonctionnement ordinaires, il lui serait manifestement inférieur. Pour qu'il présentât les mêmes avantages que celui-ci en cas d'obstruction de la mine, il faudrait qu'il fonctionnât habituellement à détente et qu'en supprimant la détente, on pût augmenter le travail de chaque course dans le rapport de 10,096 à 16', en dépensant plus de vapeur que dans les conditions de marche habituelles.

En admettant que la machine motrice d'un ventilateur de M. Lemielle fut construite de façon à pouvoir augmenter le travail de chacune de ses courses, dans le même rapport que la dépression contre laquelle l'appareil doit lutter, il ne commencerait à présenter quelque avantage sur son concurrent que lorsque la dépression qu'il produirait dépasserait celle que ce dernier peut produire régulièrement, et cette limite est assez élevée pour qu'il soit difficile de prévoir le cas où elle devrait être dépassée. Certains ventilateurs de M. Guibal ont produit pendant plusieurs mois consécutifs des dépressions qui dépassaient 200 millimètres d'eau, sans que l'on y ait trouvé d'inconvénient, et on peut se rendre compte, à l'aide d'une application numérique, des fâcheuses conditions de marche qu'une semblable dépression créerait à l'appareil de M. Lemielle.

Supposons qu'un de ces appareils de 7<sup>m</sup> de largeur sur 5<sup>m</sup> de hauteur, comme celui du Levant du Flénu, tire d'une mine 20 mètres cubes d'air par seconde, et que, par suite de l'accroissement des résistances de la mine, il lui faille créer une dépression de 200 millimètres d'eau pour continuer à extraire de la mine le même volume d'air.

Dans ces appareils, on laisse environ 0<sup>m</sup>,015 de jeu sur tout leur périmètre, entre la partie mobile, les parois de la cuve et les planchers supérieur et inférieur, afin d'éviter les frottements et les chocs qui pourraient résulter des oscillations.

Le périmètre a  $7.2 + 5.2 = 24^m$  de développement. Sous la largeur de 0<sup>m</sup>,015, l'espace libre autour de l'appareil ou la communication directe entre la chambre d'air et l'atmosphère extérieure, présente donc une surface de

$$24.0^m,015 = 0,36 \text{ mètre carré.}$$

La dépression de 200 millimètres d'eau équivaut approximativement à une colonne d'air de

$$0^m,200 \frac{1000}{1,293} = 155 \text{ mètres}$$

produisant une vitesse théorique de

$$\sqrt{19,62.155} = 55 \text{ mètres par seconde.}$$

En admettant un coefficient de contraction de 0,65, le volume qui rentrerait dans la chambre d'air, par seconde, serait de  
 $0,65 \times 55 \times 0^{\text{m}},36 = 12,98$  mètres cubes.

Le ventilateur perdrait donc plus de  $\frac{1}{3}$  de l'air qu'il enlève dans son mouvement et devrait engendrer un volume de  $32^{\text{m}},98$ , pour extraire effectivement  $20^{\text{m}},36$ , et le travail qu'il consommerait ne serait pas moins correspondant à ce volume théorique de  $32,98$  ; ce serait là évidemment une fâcheuse condition de marche que ne présenterait pas l'appareil de M. Guibal.

Au reste, la faculté de produire des dépressions très élevées, dont on attribue le monopole aux ventilateurs à capacité variable, et spécialement à l'appareil de M. Lemielle, n'est nulle part nécessaire aujourd'hui, et ne le sera probablement pas dans les exploitations futures, parce que la ventilation ainsi obtenue n'est réalisée qu'avec une énorme dépense de travail, parce que ces hautes dépressions placent les appareils à capacité variable, dans de très mauvaises conditions de fonctionnement, comme nous l'avons vu dans le chapitre spécial consacré à ces ventilateurs et parce qu'elles sont loin de produire, dans les travaux, le degré de ventilation utile que l'on serait en droit d'en attendre si les terrains traversés par les galeries ou par les puits n'étaient pas perméables à l'air; de sorte que cette supériorité est plus apparente que réelle et n'a véritablement aucune importance pratique.

En admettant même que dans certaines circonstances, une dépression très élevée devînt nécessaire pour subvenir à la ventilation de quelques travaux spéciaux, on trouvera toujours un bénéfice considérable à appliquer au fond un appareil particulier destiné à ventiler ces travaux, plutôt que de soumettre tout l'air de la mine à la dépression qui serait nécessaire à la surface pour ventiler ces travaux spéciaux.

Quant à une ventilation normale de vastes travaux sous une dépression continue notablement plus élevée que les dépressions actuelles les plus hautes que l'on ait produites avec les appareils de M. Guibal, nous pensons qu'elle ne sera point employée et que les exploitants feront, dans l'avenir, tous les travaux nécessaires pour l'éviter.

D'autre part, l'appareil à capacité variable de M. Lemielle sera-t-il le dernier mot des appareils mécaniques de cette catégorie ? Nous ne le pensons pas non plus ; il est trop compliqué pour une machine industrielle puissante ; ces portes à charnières si lourdes ; cet arbre vertical qui forme axe des bielles et qui n'est fixé que par un bout ; la rotation de la partie mobile dans un plan horizontal, qui l'expose à des oscillations transversales croissantes avec l'usure des tourillons, avec la dépression, avec la vitesse et la durée de son service, et qui rendent les rentrées d'air par le pourtour de l'appareil, plus considérables, en font une médiocre machine au point de vue de la grande industrie et toutes les autres dispositions mécaniques pour réaliser les mêmes effets nous semblent supérieures à ce point de vue. La disposition de M. Evrard dont la figure (56) représente les lignes primitives, paraît présenter la plupart des conditions essentielles d'un bon appareil de cette catégorie ; quoiqu'elle rappelle dans une certaine mesure la disposition de M. Fabry, elle est exempte du principal inconvénient qui a fait abandonner celle-ci ; ses dents, ou ailes, peuvent être aussi solides à la base que le constructeur le voudra et on pourra leur donner une épaisseur suffisante pour éviter les oscillations qui engendrent les arc-boutements. Cette disposition n'a jamais été essayée en grand, mais elle mérite de l'être, et elle semble compatible avec une vitesse de rotation assez grande pour engendrer de grands volumes par seconde sous des dimensions relativement plus faibles que celles de l'appareil de M. Lemielle. De toutes les dispositions dont nous avons connaissance, elle est celle qui semble offrir le plus de chances de succès, après qu'elle aura été appliquée un grand nombre de fois et qu'elle aura reçu les perfectionnements successifs qui sont la conséquence nécessaire des applications multipliées ; cependant nous sommes loin de garantir ce succès et l'expérience seule est capable de prononcer définitivement à ce sujet.

#### ERRATA.

Page 241 ligne 6 dans le tableau , au lieu de : a varié de 30 à 50<sup>m</sup> par minute, *lisez* , a varié de 30 à 50<sup>m</sup> par seconde.

Page 23 ligne 9, au lieu de puits, *lisez* points.

# TABLE DES MATIÈRES.



	PAGES.
Préliminaires . . . . .	V
Causes de viciation de l'air dans les mines. . . .	1
Vitesse de l'air dans les travaux de mines. . . .	5
Aérage ascensionnel . . . . .	8
Ventilation des travaux préparatoires . . . . .	8

## CHAPITRE PREMIER.

### DU MOUVEMENT DE L'AIR DANS LES MINES.

Causes du mouvement de l'air dans les mines . . .	12
Vitesse théorique de l'air dans les travaux. . . .	13
Des résistances au mouvement de l'air dans les mines et coefficient de résistance. . . . .	19
Dépression . . . . .	20
Coefficient de résistance de d'Aubuisson. . . . .	35
Effets de la division des courants . . . . .	47
Ventilation par canards. . . . .	65
Travail de la ventilation. . . . .	70
Loi d'accroissement du travail avec le volume d'air débité . . . . .	88
Conséquences générales de la théorie du mouvement de l'air dans les mines . . . . .	98

## CHAPITRE II.

### VENTILATION PAR LES FOYERS.

Considérations générales . . . . .	103
Volume de l'air avant et après la combustion. . .	107
Dépression correspondante à l'accroissement de tem- pérature de la colonne montante . . . . .	109
Coefficient de résistance de M. Pécelet dans les puits d'aérage libres . . . . .	110

Comparaison des effets dus aux dépressions produites par les foyers et aux dépressions mécaniques . . . . .	115
Limites de la ventilation par les foyers . . . . .	116
Conditions économiques de la ventilation par les foyers . . . . .	129

## CHAPITRE III.

## VENTILATEURS A FORCE CENTRIFUGE.

Théorie générale de la force centrifuge. . . . .	138
Du travail consommé par le ventilateur à force centrifuge . . . . .	148
Du travail minimum exigé par la ventilation . . . . .	171
Rapport du volume d'air débité, au nombre de tours des ventilateurs à force centrifuge . . . . .	173
Du ventilateur à force centrifuge, soufflant. . . . .	174
<i>Observations pratiques</i> sur les ventilateurs à force centrifuge . . . . .	176
Ventilateur de M. Lambert . . . . .	181

## CHAPITRE IV.

## VENTILATEUR DE M. GUIBAL.

Considérations générales . . . . .	189
Effet de la cheminée évasée . . . . .	195
Dépression totale due à l'action de ce ventilateur. . . . .	199
<i>Observations pratiques</i> sur le ventilateur de M. Guibal. . . . .	209
Évasement de la cheminée . . . . .	212
Coefficient de contraction à l'entrée de la cheminée évasée . . . . .	214
Règlement de la vanne . . . . .	218
Dépressions pratiques obtenues . . . . .	219
Coefficient d'effet utile de ces ventilateurs . . . . .	226
Conclusion générale . . . . .	248

## CHAPITRE V.

## VENTILATEURS A FORCE CENTRIFUGE ET A IMPULSION

DIRECTE.	PAGES.
Considérations générales . . . . .	255
Variations des vitesses angulaires. . . . .	259
Effets de l'impulsion directe. . . . .	270
Applications de la théorie générale . . . . .	280
Observations générales sur ces ventilateurs . . . .	314
<i>Observations pratiques</i> sur les ventilateurs à force centrifuge et à impulsion directe. . . . .	318

## CHAPITRE VI.

## VIS PNEUMATIQUE.

Considérations générales. . . . .	321
Mouvement d'une molécule libre sur une hélice. . .	323
<i>Observations pratiques</i> sur la vis pneumatique . .	332
Évaluation de la puissance qui produit le mouvement de l'air dans la vis . . . . .	340
Vitesses dues aux forces centrifuges quand les vi- tesses angulaires sont variables. . . . .	346
Application . . . . .	350

## CHAPITRE VII.

## VENTILATEURS A CAPACITÉ VARIABLE.

Considérations générales . . . . .	366
Travail à transmettre aux obturateurs mobiles . .	368
Effets des rentrées d'air par le pourtour des obtura- teurs imparfaits . . . . .	374
Rapport qui existe entre les fuites et les dépressions.	374
Types de ventilateurs à capacité variable . . . .	382
<i>Des machines aspirantes</i> à pistons ou à cloches plon- geantes. . . . .	384
Effets des espaces nuisibles dans ces appareils. . .	387
Irrégularité d'action des pompes . . . . .	389
Fâcheux effets des soupapes . . . . .	391
<i>Observations pratiques</i> . . . . .	393
Rendement des caisses ou cylindres pneumatiques .	395

	PAGES.
Dépressions et compressions dans les pompes pneumatiques . . . . .	396
<i>Effet utile</i> de ces pompes . . . . .	398
<i>Ventilateur de M. Fabry</i> . . . . .	402
Tracé des roues pneumatiques . . . . .	403
Volume engendré utilement par le ventilateur à trois dents . . . . .	405
Volume engendré utilement par le ventilateur à deux dents . . . . .	409
<i>Observations pratiques</i> sur ce ventilateur. . . . .	411
<i>Effet utile</i> du ventilateur Fabry . . . . .	413
<i>Ventilateur de M. Lemielle</i> . . . . .	414
Ventilateur à trois ailes . . . . .	415
Volume débité par ce ventilateur . . . . .	421
Influence de la largeur des ailes . . . . .	440
Oscillations transversales des bielles. . . . .	444
Ventilateur à six ailes . . . . .	446
<i>Observations pratiques</i> sur le ventilateur Lemielle . .	449
Positions relatives de la manivelle motrice et du tambour central . . . . .	449
Rapport du volume utile engendré par les ailes, au volume effectivement débité . . . . .	450
Dépression maxima sous un nombre de tours déterminé . . . . .	457
<i>Effet utile</i> des ventilateurs de M. Lemielle. . . . .	460

## CHAPITRE VIII.

VENTILATION PAR INSUFFLATION D'AIR ET PAR JETS  
DE VAPEUR.

Considérations générales . . . . .	467
Ventilation par insufflation d'air . . . . .	468
Ventilation par jets de vapeur. . . . .	474
Observations pratiques sur l'effet des jets de vapeur.	479

## CHAPITRE IX.

Conclusions générales. . . . .	486
--------------------------------	-----

FIN.



Fig. 4 .

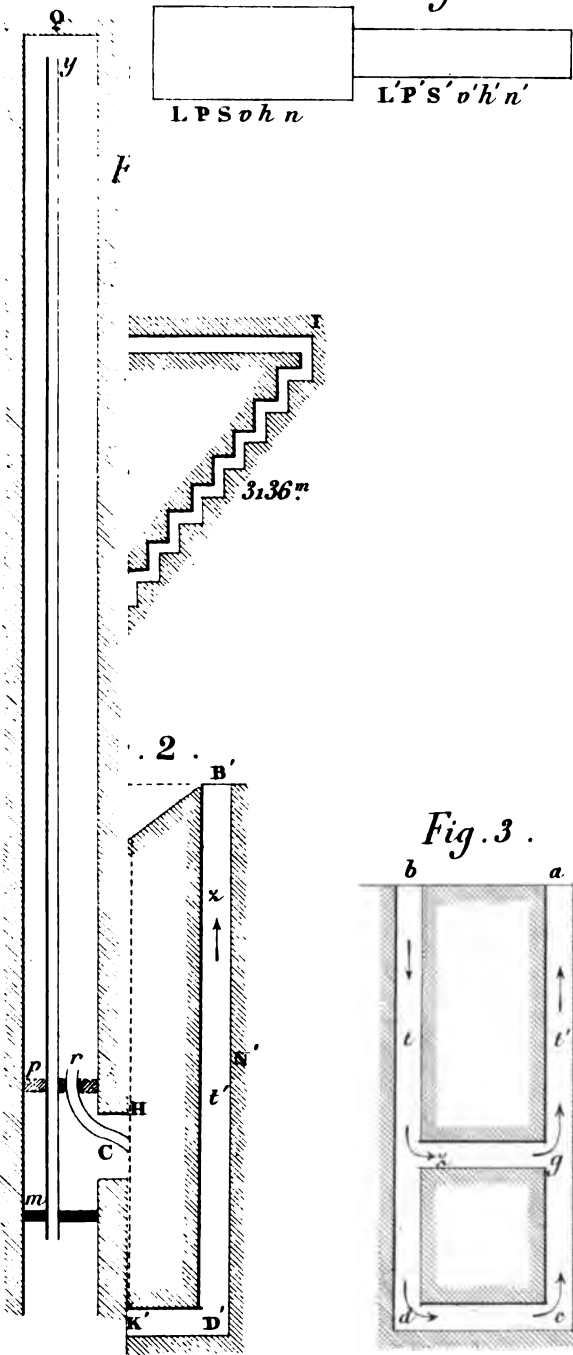


Fig. 3 .



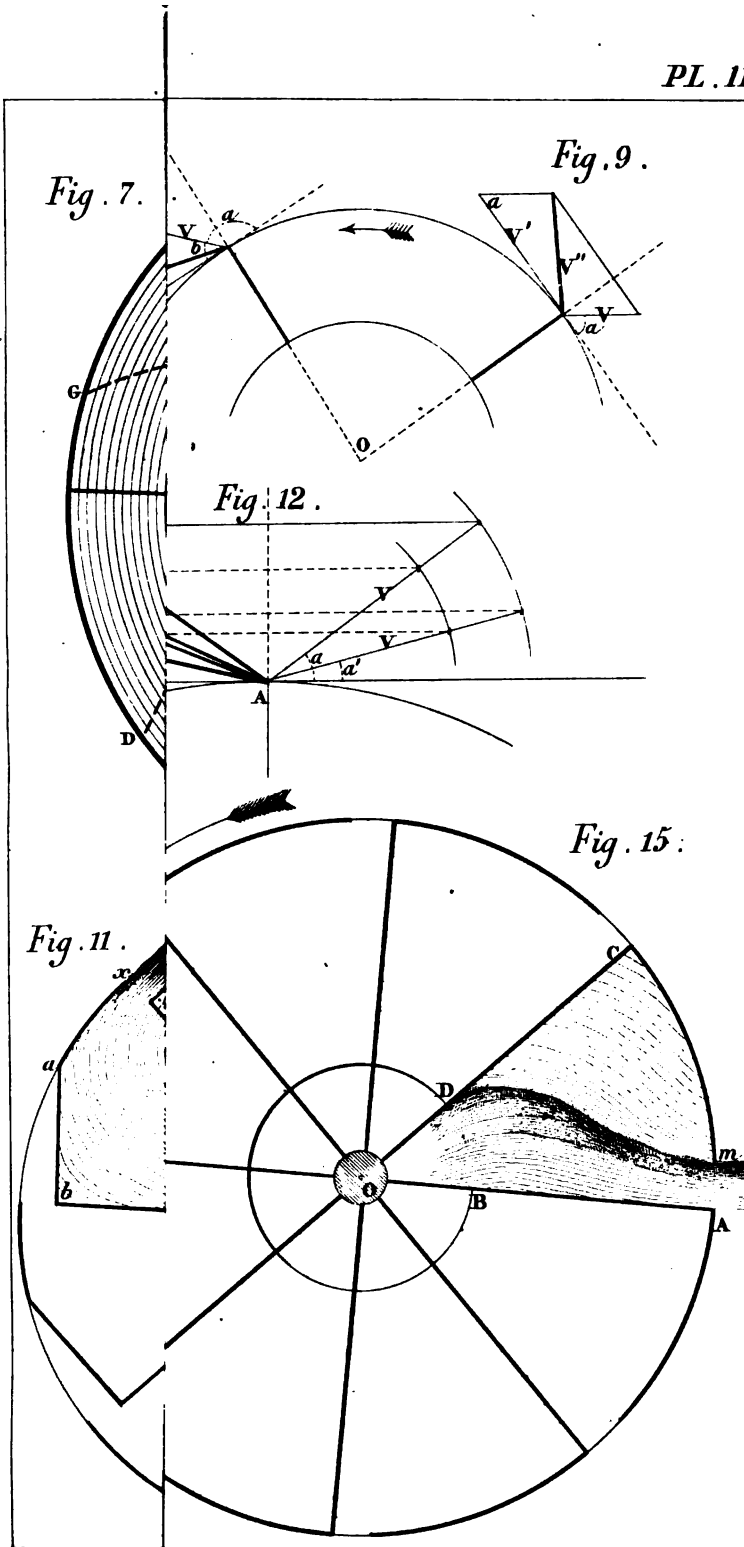
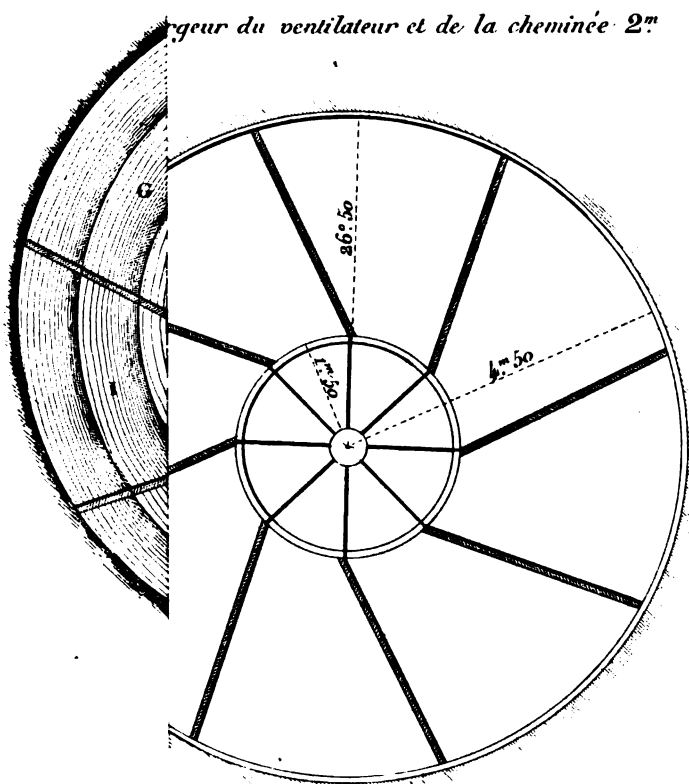
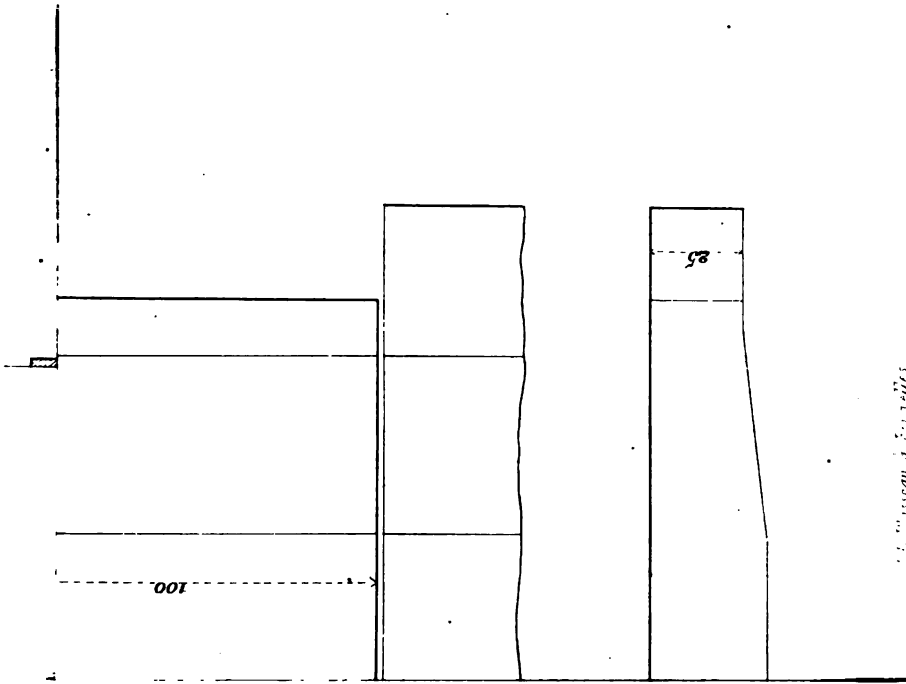




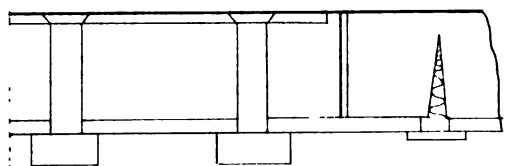
Fig. 18.







Architectural Drawing



.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....



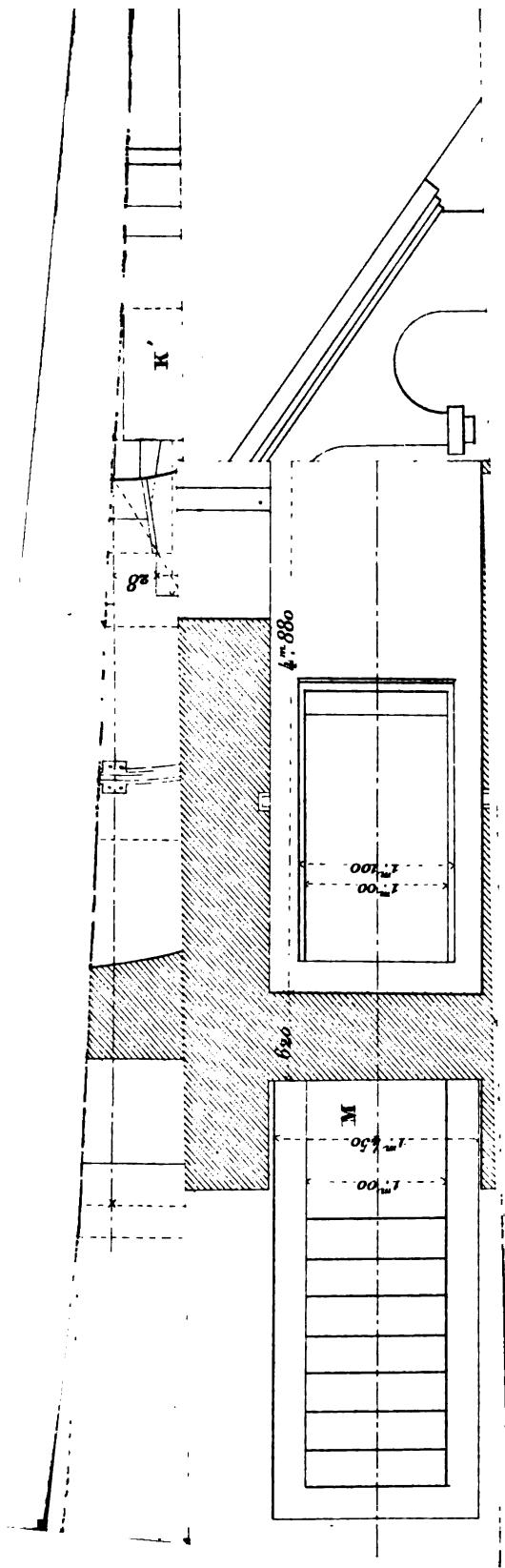




Fig. 27.

Fig. 29.

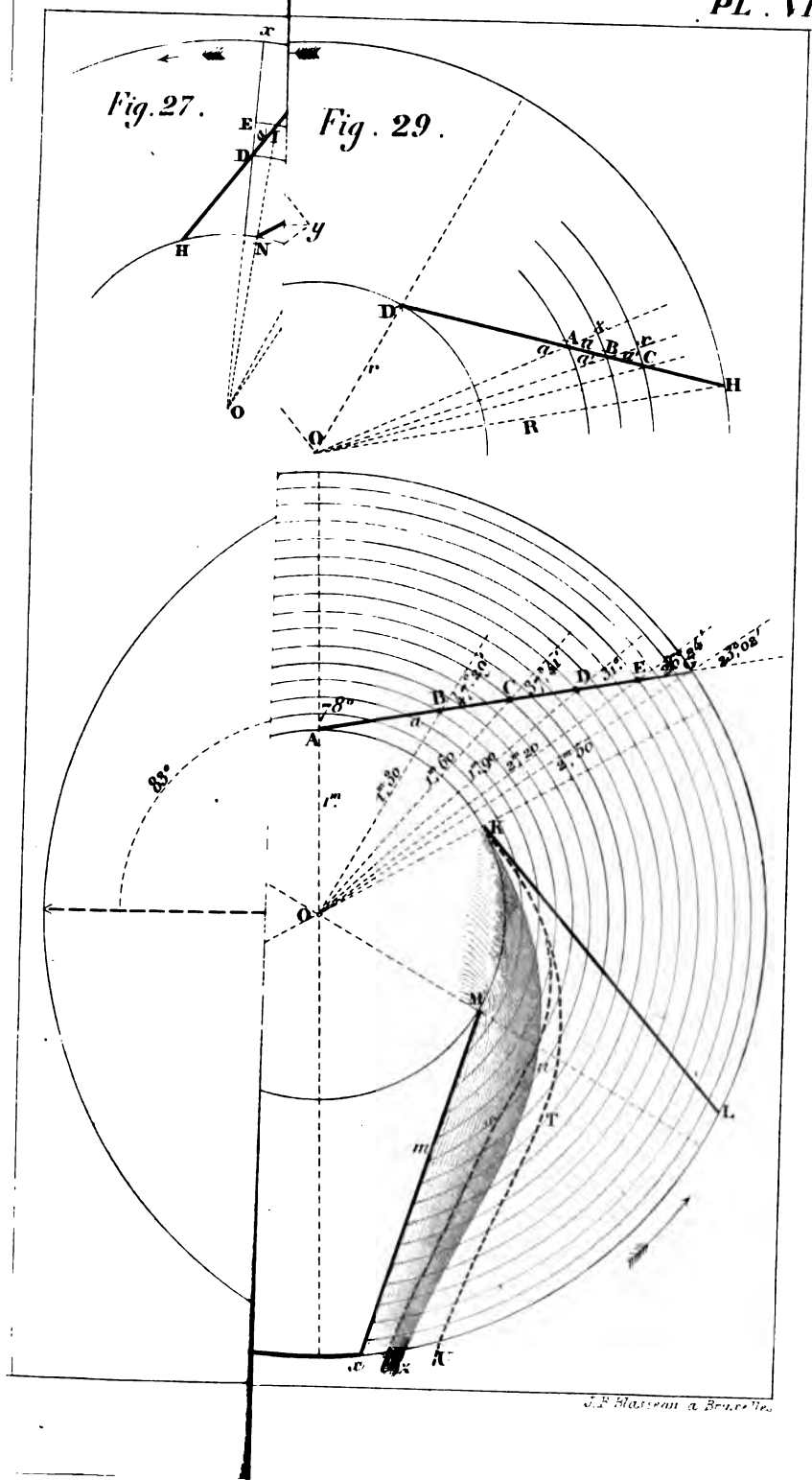




Fig . 33 .

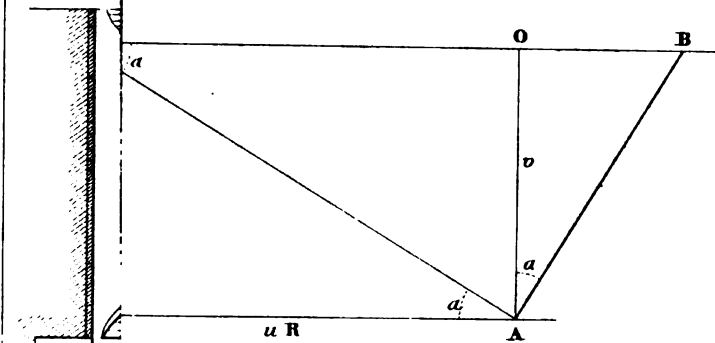


Fig . 35 .

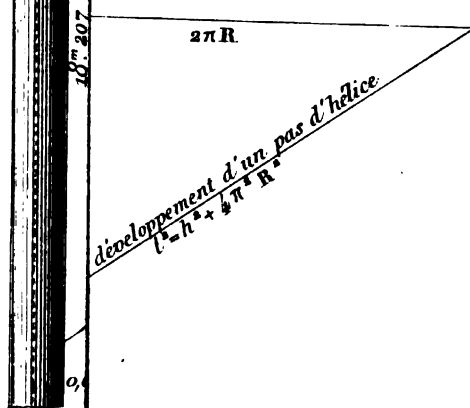










Fig. 49.

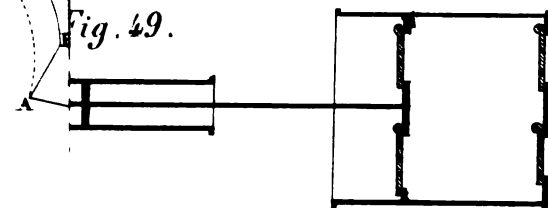


Fig. 52.

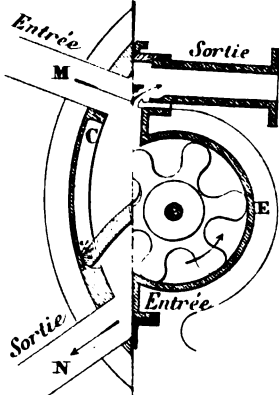


Fig. 55.

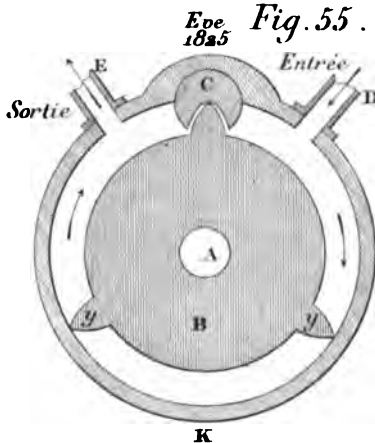


Fig. 56.

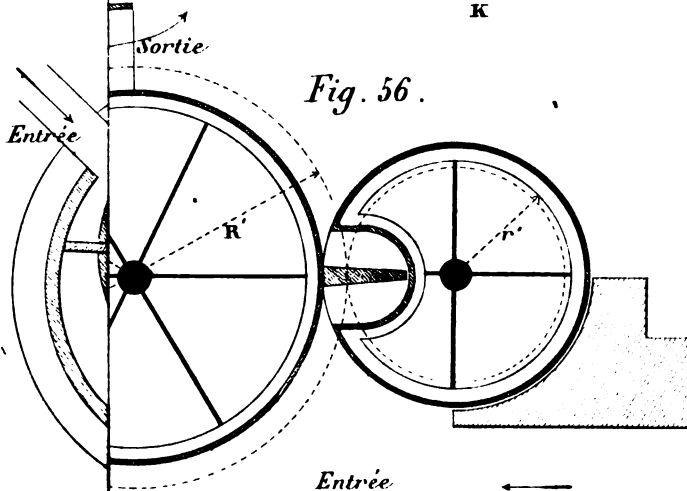




Fig. 58 .

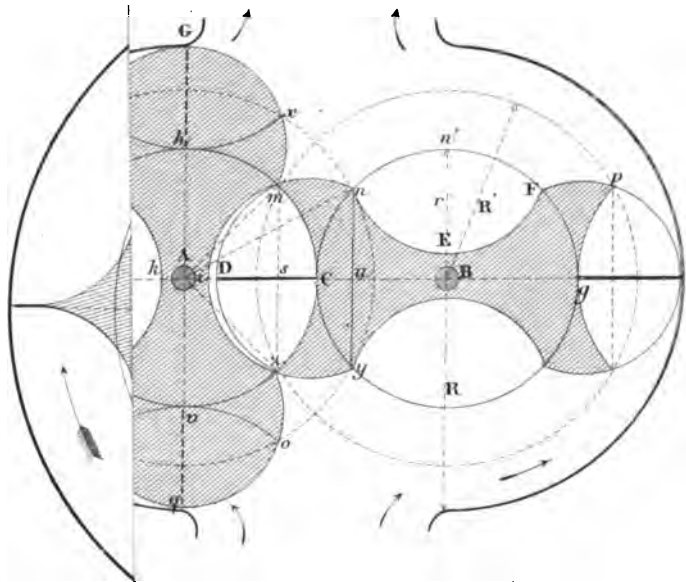


Fig. 60 .

